F 2643

9-04-001

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIA

MECANICĂ

Tomul 15 (29) Fascicola 1

IANUARIE — IUNIE
1970

1883

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC AL INSTITUTULUI POLITEHNIC TIMIŞOARA

SERIA MECANICĂ

Tomul 15 (29) **Fascicola 1**

IANUARIE—IUNIE
1970

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. ing. GH. SILAȘ (redactor șef), prof. ing. CONSTANTIN AVRAM, m. c. al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. I. ANTON, m. c. al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. M. BORNEAS, prof. dr. ing. M. BRAȘOVAN, prof. ing. V. COCHECI, academician prof. dr. doc. C. DRĂGULESCU, prof. dr. O. EM. GHEORGHIU, prof. ing. V. GHEORGHIU, prof. ing. GH. SAVII, prof. ing. D. MATEESCU, prof. dr. ing. I. NOVAC.

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. I. ANTON, m. c. al Academiei R.S.R., (redactor responsabil), prof. dr. ing. GH. SAVII, (redactor responsabil adjunct), prof. dr. ing. ȘT. CAPROIU, conf. dr. ing. G. CREȚA, prof. dr. ing. I. HAJDU (secretar de redacție), prof. dr. ing. A. NANU, prof. dr. ing. VL. POPOVICI, conf. dr. ing. A. ȘANDRU, prof. dr. ing. C. UNGUREANU.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA
SERIA MECANICĂ
Tomul 15(29) Fasc. 1 Ianuarie-Iunie 1970

SUMAR:

ANIVERSARE

Profesorul emerit ing. Marin Bănărescu la a 80-a aniversare 9

I. *REZISTENŢA MATERIALELOR — ORGANE MAŞINI — TEORIA MECANISMELOR*

L. BOLEANŢU, I. DOBRE, T. BABEU: Consideraţii asupra aprecierii statistice a calităţilor mecanice şi a corelaţiilor stohastice cu elementele de compoziţie, la sortimente noi de oţel beton, laminate din OL38 şi 17M13 11

I. HAJDU: Asupra fundamentării calculului grafic al săgeţilor grinzilor drepte, după metoda Mohr. 27

FR. KOVACS, D. PERJU, ŞT. MARUŞTERU, ŞT. MIŞCOVICI: Sinteza unui mecanism pentru regulatorul motorului Diesel de 2500 CP fabricat de U.C.M. Reşiţa 33

II. *TERMOTEHNICA ŞI MAŞINI TERMICE*

I. VLĂDEA, H. THEIL, F. NEISS: Studiul experimental al răcitorului de ulei tip Behr pentru locomotiva Diesel-electrică 0-60-DA. 41

I. VLĂDEA, C. UNGUREANU, N. OANCEA, D. NEGRU: Cercetări experimentale privind granulometria picăturilor de apă în turnurile de răcire în curent încrucişat 49

ŢR. RAICA, A. FERENCZ: Contribuţii la studiul posibilităţilor de ardere a combustibililor grei indigeni în motoarele Diesel cu antecameră 61

G. CREŢA: Incercarea în tunelul aerodinamic cu vînă liberă a unui ajutaj convergent-divergent de secţiune circulară. 69

III. *MECANICA FLUIDELOR ŞI MAŞINI HIDRAULICE*

M. POPOVICIU I. ANTON: Evoluţia bulelor cavitaţionale sferice, produse prin scîntei electrice 79

I. FITERO, I. ANTON: Contribuţie la studiul randamentului camerelor spirale. 89

IV. *TEHNOLOGIA MECANICĂ*

A. NANU, AL. NICHICI: Calculul productivităţii prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant. 99

A. NANU, L. COMAN: Metoda de calcul a forțelor de presare la forjare cu fibraj continuu a arborilor cotiți mari. Partea I-a: Metoda grafică pentru determinarea cîmpului liniilor de alunecare. 107

V. *TEHNOLOGIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI*

GH. SAVII, L. BAGIU, V. TIRZIU, P. COJEREANU, GH. TACHE: Efectele termice ale frecării de rostogolire cu alunecare în straturile superficiale ale pieselor călite prin curenți de înaltă frecvență. .. 117

VI. *UTILAJUL ȘI TEHNOLOGIA SUDĂRII*

C. ȘARLĂU: Sudarea cu arc în gaz protector a cusăturilor verticale. .. 129

VII. *MATERIAL RULANT*

I. ZAGANESCU, C. URSU: Studiul pe model al calității de rulare a locomotivei Diesel-industrială construcție Uzinele 23 August. 139

VIII. *MAȘINI AGRICOLE*

M. MODIGA, I. DĂNĂILĂ: Studii privind elaborarea unui nou tip de aparat de detașat știuleți. 147

INFORMAȚII

Lista tezelor de doctorat susținute la Facultățile de Mecanică și Mecanică agricolă a Institutului Politehnic Timișoara între anii 1939—1970. 155

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОАРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ МЕХАНИКА

Том 15 (29). Выпуск 1. Январь—июнь 1970

СОДЕРЖАНИЕ

ЮБИЛЕЙ

К 80-ней годовщине заслуженного профессора инж. Марин Бэнэреску 9

I. *СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ — ДЕТАЛИ МАШИН — ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН*

Л. БОЛЯНЦУ, И. ДОБРЕ, Т. БАБЕУ, К статическому определению механических свойств и случайных зависимостей от составных элементов новых качеств, прокатной арматурной стали ОЛ 38 и 17 М 13 11

И. ХАЙДУ, Обоснование графического расчета прогиба прямых балок по методу Мора 27

Ф. КОВАЧ, Д. ПЕРЖУ, Ш. МЭРУШТЕРУ, Ш. МИШКОВИЧ, Синтез механизма для регулятора дизельного двигателя и 2500 Л. С. фабрикуемого на решицком машиностроительном заводе . . 33

II. *ТЕПЛОТЕХНИКА И ТЕРМИЧЕСКИЕ МАШИНЫ*

И. ВЛЭДЯ, Х. ТЕЙЛ, Ф. НЕЙС, Экспериментальное изучение маслоохладителя типа Бера для тепловоза с электрической передачи 0-60-ДА 41

И. ВЛЭДЯ, К. УНГУРЕАНУ, Н. ОАНЧА, Д. НЕГРУ, Экспериментальные исследования градирень с поперечным потоком . . . 49

Т. РАЙКА, А. ФЕРЕНЦ, К изучении возможности сжигания местных тяжелых топлив в дизельных двигателях с предкамерой . . . 61

Г. КРЕЦА, Испытание сходящегося-расходящегося сопла крупного сечения в аэродинамической трубе со свободной струей . . . 69

III. *МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ*

М. ПОПОВИЧ, И. АНТОН, Развитие сферических кавитационных пузырков образующихся под действием электрических искр . . 79

И. ФИТЕРО, И. АНТОН, К изучению к.п.д. спиральных камер . . 89

IV. *ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛОВ*

А. НАНУ, А. НИКИЧ, Расчет производительности электроискровой обработки с колебательным электродом 99

А. НАНУ, Л. КОМАН, Метод расчета усилий сжатия при ковке с непрерывным волокном больших коленчатых валов 107

V. *ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ*

Г. САВИ, Л. БАДЖИУ, В. ТЫРЗИУ, П. КОЖЕРЯНУ, Г. ТАКЕ, Термические эффекты трения качения со скольжением в поверхностных слоях изделий подвергнутых закалке токами высокой частоты 117

VI. *ОБОРУДОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ СВАРКИ*

К. ШАРЛЕУ, Дуговая сварка в среде CO_2 вертикальных швов с принудительной формовкой 129

VII. *ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ*

И. ЗАГЭНЕСКУ, К. УРСУ, Изучение на модели ходового качества промышленного тепловоза производимого на заводе 23 Августа 139

VIII. *СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ МАШИНЫ*

М. МОДИГА, И. ДЭНИЛЭ, Исследования по разработке нового усовершенственного приспособления для отделения качанов . . 147

ИНФОРМАЦИИ

Список работ по защите диссертации на докторскую степень на механическом факультете и факультете сельскохозяйственной механики Тимишорского Политехнического Института в 1939—1970 гг. 155

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TECHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMISOARA
SERIE MECANIQUE
Tome 15(29) Fascicule 1 Janvier—Juin 1970

SOMMAIRE

ANIVERSAIRE

Le proffesseur émerite ing. Marin Bănărescu à son 80 anniversaire. 9

I. *RESISTANCE DES MATÉRIAUX — ÉLÉMENTS DE MACHINES — MECANISMES.*

L. BOLEANȚU, I. DOBRE, T. BABEU : Uber die statistische Auswertung der mechanischen Eigenschaften und die stohastischen Korrelationen mit der chemischen Zusammensetzung bei neuen Betonstahlsorten, die aus OL38 und 17M13 gewalzt wurden. 11

I. HAJDU : Uber die Grundlagen der graphischen Metode zur Bestimmung der Durchbiegung gerader Balken nach dem Mohrschen Verfahren. 27

FR. KOVACS, D. PERJU, ST. MARUȘTERU ST. MISKOVITS : Synthese eines Getriebes für den Regler des 2500 HP Diesel Motores der UCM Werke Reșița. 33

II. *TERMOTECHNIQUE ET MACHINES THÉRMIQUES*

I. VLĂDEA, H. THEIL, F. NEISS : Experimentelles Studium des Ölkühlers „Beehr" für die dieselelektrische Lokomotive 0-60-DA. 41

I. VLĂDEA ,C. UNGUREANU, N. OANCEA, D. NEGRU : Experimentelle Untersuchungen an Kreuzstromkühltürmen. 49

TR. RAICA, A. FERENCZ : Beiträge zum Studium der Verwendungsmöglichkeiten von inländischen Schwerölen in Dieselmotoren mit Vorkammer. 61

G. CREȚA : L'essai d'un ajutage convergent - divergent de section circulaire dans une soufflerie aérodynamique a veine libere 69

III. *LA MÉCANIQUE DES FLUIDES ET MACHINES HYDRAULIQUES*

M. POPOVICI, I. ANTON : Life history of spherical cavitational bubbles generated by electrik spark. 79

I. PITERO, I. ANTON : Beiträge zum Studium des Wirkungsgrades von Spiralgehausen. 89

IV. *TECHNOLOGIE DES MATÉRIAUX*

A. NANU, AL. NICHICI : Bestimmung der Abtragleistung bei funkenerosiver Metallbearbeitung mit schwingender Elektrode durch Berechnen. 99

A. NANU, L. COMAN : Ein Verfahren zum Berechnen der Druckkräfte beim Schmieden von grossen Kurbelwellen mit ununterbrochenem Faserverlauf. I-te Teil. Ein graphisches Verfahren zur Bestmimung des Gleitlinienfeldes 107

V. *TECHNOLOGIE DE LA CONSTRUCTION DE MACHINES*

GH. SAVII, L. BAGIU, V. TIRZIU, P. COJEREANU, GH. TACHE : Thermische Effekte der Rollreibung mit Gleitung in Oberflächenschichten der mit Hochfrequenz gehärteten Werkstücke. 117

VI. *L'OUTILLAGE ET LA TECHNOLOGIE DE LA SOUDURE*

C. SARLĂU : Le soudage au milieu de CO_2 des cordons verticales avec la formation forcée. 129

VII. *MATÉRIEL ROULANT DE CHEMIN DE FÉR*

I. ZAGANESCU, C. URSU : Modellstudium über die Laufqualität der von den „23 August" Industriewerken hergestellten Diesel Lokomotive. 139

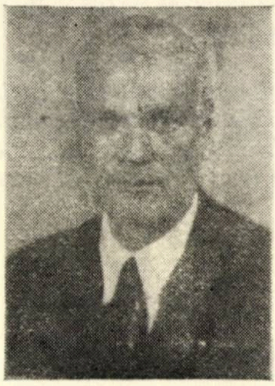
VIII. *MACHINES AGRICOLES*

M. MODIGA, I. DĂNILĂ : Studium über den Entwurf eines neuen Maispflückers. 147

INFORMATIONS

La liste de théses de doctorat soutenues aux Facultés de Mécanique et Mécanique agricole de l'Institut Polytechnique de Timişoara de 1939 à 1970. 155

PROFESORUL EMERIT ING. MARIN BĂNĂRESCU LA A 80-A ANIVERSARE



Tovarăşul Profesor emerit inginer Marin Bănărescu s-a născut în comuna Lăceni raionul Alexandria la 9/21 martie 1890. După terminarea liceului „Traian" din Turnu-Severin, în 1909 a urmat cursurile „Şcolii Naţionale de Poduri şi Şosele", obţinînd diploma de inginer în anul 1915.

Cunoscut încă de pe băncile Şcolii Naţionale de Poduri şi Şosele ca un element deosebit de valoros, în 1922 a fost invitat de către profesorul Traian Lalescu, primul rector al Şcolii politehnice din Timişoara, pentru a preda cursurile de Termodinamică şi Maşini hidraulice.

Începînd cu anul şcolar 1923/24 a predat cursurile de Maşini şi turbine cu abur şi Motoare cu ardere internă, astfel se poate afirma pe drept cuvînt că este unul din întemeietorii învăţămîntului superior în domeniul maşinilor termice de la noi din ţară.

Cursurile predate timp de 40 de ani le-a ilustrat cu numeroase exemple noi pe care le-a prezentat bazat pe vasta documentare ştiinţifică a bibliotecii personale pentru care a adus numeroase sacrificii.

De numele Profesorului emerit ing. M. Bănărescu este legată apariţia primului tratat de motoare cu ardere internă prin tipărirea celor două volume premiate de Ministerul Învăţămîntului : „Motoare cu ardere internă" vol. I şi vol. II apărute în anii 1957 — 1959. Ele s-au bucurat de o deosebită apreciere din partea cercetătorilor şi specialiştilor în motoare cu ardere internă atît în ţară cît şi peste hotare.

Activitatea didactică a completat-o prin munca neobosită pentru înfiinţarea şi înzestrarea laboratoarelor catedrei.

Tovarăşul Profesor emerit ing. M. Bănărescu a desfăşurat o activitate ştiinţifică multilaterală concretizată prin numeroase lucrări dintre care prin contribuţia originală şi înaltul nivel ştiinţific vor rămîne în tezaurul ştiinţei :

— „Teoria carburatoarelor cu tuburi de corecţie" şi

„Scurgerea fluidelor compresibile prin turbomaşini cu palete lungi".

Preocupările de a perfecționa construcțiile actuale de motoare s-a concretizat prin două brevete de invenție care prin ingeniozitatea lor constituie o mîndrie a gîndirii tehnice științifice românești.

A brevetat o nouă construcție de motor cu ardere internă cu pistoane și camere de lucru inelare cu un gabarit și o greutate redusă și cu un randament superior aceluia al motoarelor actuale.

O altă invenție „Sistem de închidere a camerelor de lucru și pentru evacuarea gazelor la motoarele cu ardere internă, în doi timpi cu baleiaj în echicurent" permite realizarea unei creșteri a secțiunilor de curgere mult superioară construcțiilor actuale.

În afară de activitatea didactică și științifică a avut o prodigioasă activitate tehnică, timp de aproape 30 de ani a făcut parte din colectivul de conducere a Atelierelor CFR Timișoara. Calitățile de conducător unite cu atitudinea profund democratică i-au adus stima, dragostea și respectul tuturor angajaților și muncitorilor.

A desfășurat o activitate permanentă de ridicare a cadrelor pe care o continuă cu deosebit succes și în prezent în calitate de profesor consultant la Catedra de mașini termice.

Pentru tot ce a creat și a pus în slujba poporului nostru, pentru exemplul de gîndire profundă și înaltă ținută științifică, pentru pregătirea a 40 de generații de ingineri, cu ocazia aniversării de 80 de ani îi urăm Profesorului emerit ing. Marin Bănărescu mulți ani fericiți și multă sănătate pentru a se bucura cît mai mult de roadele prodigioasei sale activități.

COMITETUL DE REDACȚIE

CONSIDERAȚII ASUPRA APRECIERII STATISTICE A CALITĂȚILOR MECANICE ȘI A CORELAȚIILOR STOHASTICE CU ELEMENTELE DE COMPOZIȚIE, LA SORTIMENTE NOI DE OȚEL BETON, LAMINATE DIN OL38 ȘI 17M13

DE

L. BOLEANȚU, I. DOBRE, T. BABEU

1. INTRODUCERE

Asimilarea unor noi sortimente de oțel beton cu profil variabil laminate din OL38 și 17M13 cu diametre mari (⌀40, ⌀60 mm), eficiente din punct de vedere calitativ și economic, necesită o cunoaștere aprofundată a caracteristicilor mecanice de rezistență și plasticitate, a cîmpului lor de dispersie și a corelațiilor stohastice a acestor caracteristici cu elementele de compoziție pentru evidențierea omogenității producției și standardizarea valorilor celor mai probabile.

O analiză detaliată — pe mărci de oțel și diametre — a caracteristicilor mecanice de rezistență și plasticitate a fost întreprinsă de autori in lucrarea [1], ale cărei concluzii au stat la baza definitivării unei metodici de investigație pentru interpretarea obiectivă a datelor experimentale. În lucrarea [2] autorii continuă cercetarea, pe baza teoriei corelației și stabilesc ecuațiile dreptelor de regresie, dispersiile condiționate și intervalele de încredere pentru coeficienții de corelație verificînd ipotezele de calcul privind normalitatea distribuției bidimensionale si liniaritatea regresiei. În prezenta lucrare se sintetizează aceste observații făcînd un calcul de ordinul doi, cu privire la repartițiile coeficienților variație, cîmpul de variație a rapoartelor și coeficienților de corelație și a dispersiilor condiționate. Se analizează de asemenea dispersiile parametrilor statistici prezentați în lucrarea [1], pe mărci de oțel și diametre sau numai pe mărci de oțel, determinînd mediile pe ansamblul șarjelor studiate. La acestea se mai adaugă examinarea distribuțiilor empirice ale constantelor E, G și μ pentru aceleași mărci de oțel.

2. REZULTATE EXPERIMENTALE

Au fost cercetate un număr de 31 de șarje de oțel-beton cu profil variabil tip OB 38 și PC 52 (STAS 438-67) cuprinzînd 435 de probe, grupate pe două mărci de oțel și două diametre. Pentru fiecare marcă de oțel (OL38, STAS 500-63

și 17 M 13, STAS 6928-64) și pentru fiecare diametru (⌀40 și ⌀60 mm) s-au determinat atît pe epruvete neprelucrate, în stare de livrare, cît și pe epruvete prelucrate (la ⌀25 mm) caracteristicile mecanice de rezistență (σ_r, σ_c) și de plasticitate (δ_5, Z). Pentru cîte două sau trei epruvete din fiecare șarje, prelucrate la ⌀10 mm, s-au determinat constantele elastice E, G și μ.

În tabelul 1 sînt centralizați o serie de parametri statistici calculați pe mărci de oțel și diametre, iar în figura 1 se dau — pentru ilustrare — poligoanele frecvențelor relative cumulate pentru σ_r. Diagrame similare s-au trasat și pentru celelalte mărimi pe baza cărora s-a întocmit tabelul 1

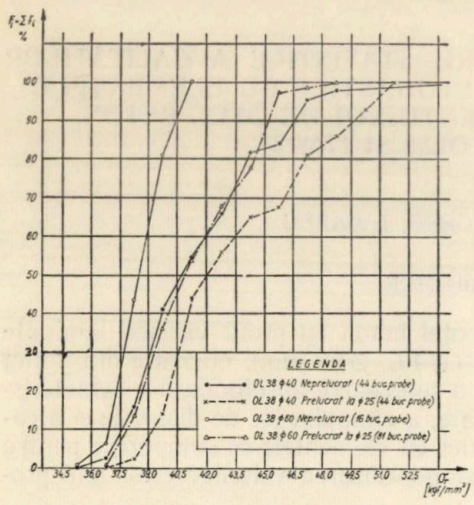


Fig. 1. Poligonul frecvențelor relative cumulate pentru rezistența la rupere a oțelului beton OL 38

S-au folosit notațiile:

$\bar{\sigma}_r$ — valoarea medie a rezistenței la rupere;

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\sum_i n_i (\sigma_r)_i}{\sum_i n_i} \qquad (1)$$

unde:

i — numărul epruvetelor încercate

n_i — frecvența absolută,

S^2 — dispersia distribuției rezistenței la rupere

S — abaterea medie patratică corectată pentru probă

$$S^2 = \frac{\sum_i [(\sigma_r)_i - \bar{\sigma}_r]^2 n_i}{\sum_i n_i} \qquad (2) \qquad S = \sqrt{\frac{\sum_i [(\sigma_r)_i - \bar{\sigma}_r]^2 n_i}{\sum n_i - 1}}. \qquad (3)$$

C_v — coeficientul de variație

$$C_v = \frac{S}{\bar{\sigma}_r} 100, \ \% \qquad (4)$$

S_k — coeficientul de asimetrie al curbei empirice de repartiție

$$S_k = \frac{m_3}{S^3} \quad \text{unde} \quad m_3 = \frac{1}{n} \sum_i [(\sigma_r)_i - \bar{\sigma}_r]^3 \cdot n_i \qquad (5)$$

m_3 — momentul centrat de ordinul III.

E_k — coeficientul de exces

Tabelul 1

Parametrii repartițiilor empirice a caracteristicilor de rezistență și plasticitate pe mărci de oțel și diametre

Caracteristică studiată / Marca oțelului, diam. și nr. probe	OL 38				17 M 13				Observații
	Ø 40 (NP) 44 buc.	Ø 40 P 44 buc.	Ø 60 (NP) 15 buc.	Ø 60(P) 81 buc.	Ø 40 (NP) 188 buc.	Ø 40 (P) 212 buc.	Ø 60 (NP) 29 buc.	Ø 60 (P) 97 buc.	
Rezistența la rupere									
$\bar{\sigma}_r$	41,98	44,11	39,28	42,05	55,54	55,93	53,63	55,22	
S	3,08	3,91	1,27	2,72	2,72	2,53	1,42	3,19	
$\bar{\sigma}_r - 3S$	32,71	32,38	35,47	33,89	47,38	48,44	49,37	45,65	
$\bar{\sigma}_r + 3S$	51,22	55,84	43,09	50,21	63,70	63,52	57,89	64,79	
C_v	7,33	8,95	3,24	6,47	4,9	4,53	2,65	5,78	
S_k	0,487	0,55	0,025	0,314	−0,314	0,119	0,07	0,286	
E_k	2,247	2,05	2,29	1,812	2,94	2,64	2,89	2,035	
$P[\sigma_r > \sigma_{r\ min}]$	0,901	0,941	0,853	0,932	0,903	0,939	0,875	0,844	
Limita de curgere									La epruvetele prelucrate din Ø 60 nu s-a evidențiat o limită de curgere aparentă
$\bar{\sigma}_c$	25,68	26,83	22,95	24,16	35,44	33,75	32,29	—	
S	1,48	1,71	0,716	1,2	1,86	1,9	1,47	—	
$\bar{\sigma}_c - 3S$	21,24	21,56	20,81	20,56	29,86	28,05	27,88	—	
$\bar{\sigma}_c + 3S$	30,12	32,04	25,09	27,76	41,02	39,45	36,70	—	
C_v	5,76	6,37	3,12	4,96	5,25	5,63	4,56	—	
S_k	0,039	0,463	0,188	0,456	−0,507	−0,067	0,304	—	
E_k	2,54	3,482	2,80	3,21	2,69	2,972	2,381	—	
$P[\sigma_c > \sigma_{r\ min}]$	0,871	0,951	0,907	0,964	0,781	0,448	0,123	—	
Alungirea la rupere									
$\bar{\delta}_5$	33,16	36,2	34,2	36,85	32,12	31,31	32,39	32,57	
S	1,67	2,79	3,53	2,96	2,60	1,83	2,10	1,93	
$\bar{\delta}_5 - 3S$	31,15	27,85	23,6	27,95	24,32	25,82	26,09	26,78	
$\bar{\delta}_5 + 3S$	41,17	44,55	44,8	45,75	39,92	36,8	38,69	38,36	
C_v	4,4	7,72	10,3	8,04	8,09	5,84	6,49	5,93	
S_k	−0,436	−0,323	1,14	−1,19	−0,009	0,288	0,22	0,372	
E_k	3,05	1,91	2,34	2,89	2,355	2,983	3,28	2,331	
$P[\delta_5 > \delta_{5\,min}]$	1,00	1,00	1,00	1,00	0 999	1,00	1,00	1,00	
Gîtuirea la rupere									
$\bar{Z}$	57,25	56,85	58,7	57,05	63,08	65,64	61,38	66,4	
S	4,71	6,38	3,7	5,86	3,62	2,06	3,21	3,03	
$\bar{Z} - 3S$	43,05	37,75	47,6	39,45	52,22	59,46	51,75	57,31	
$\bar{Z} + 3S$	71,45	75,95	69,8	74,65	73,94	71,82	71,01	75,49	
C_v	8,23	11,22	6,3	10,3	5,74	3,14	5,24	4,56	
S_k	−0,39	−0,506	−0,302	−0,665	−0,509	−0,374	−3,17	−0,527	
E_k	2,37	2,41	2,95	2,56	2,69	4,299	2,35	2,977	
$P[Z > Z_{min}]$	1,00	0,996	1,00	0,998	0,987	1,00	0,976	0,999	

$$E_k = \frac{m_4}{S^4} - 3 \quad \text{unde} \quad m_4 = \frac{1}{n} \sum_i [(\sigma_r)_i - \bar{\sigma}_r]^4 \cdot n_i . \tag{6}$$

m_4 — momentul centrat de ordinul IV.

Pentru toate probele încercate s-a aplicat regula celor trei S [5] $\bar{\sigma}_r \pm 3S$ pentru excluderea unor rezultate evident neconcordante ale încercărilor.

Relațiile de calcul și semnificația notațiilor se păstrează și pentru celelalte caracteristici studiate: limita de curgere (σ_c, [kgf/mm^2]) alungirea la rupere (δ_5, [%]) și gîtuirea la rupere (Z, [%])

Ipoteza de normalitate a repartiției s-a verificat în lucrarea [1] cu ajutorul criteriului lui Kolmogorov.

3. ANALIZA VALORILOR MEDII PE ȘARJE

3.1. Rezistența la rupere

a) Valorile medii pentru epruvetele neprelucrate sînt mai mici decît cele determinate pe epruvetele prelucrate cu 3,52...8,52% (pentru OL 38) și 0,70 ...6,25% (pentru 17 M 13), raportat la valorile medii ale epruvetelor neprelucrate. Au existat însă 4 șarje din 17 M 13 la care s-a determinat o micșorare a valorii medii a rezistenței la rupere de la epruvetele neprelucrate la epruvetele prelucrate cu 1,31%...5,8% ceea ce nu infirmă însă concluzia generală a creșterii rezistenței la rupere în urma prelucrării.

b) La epruvetele neprelucrate au existat 6 șarje care au avut valoarea medie a rezistenței la rupere mai mică decît valoarea minimă normalizată cu 0,53 ...2,7% (o șarje din OL 38 și 5 șarje din 17 M 13).

La epruvetele prelucrate nici una din șarje nu a avut valoarea medie sub limita standardizată. Aceste diferențe arată cert că încercarea epruvetelor în stare neprelucrată este mai concludentă decît încercarea după prelucrare. Se observă de asemenea că cifrele indicate în tabelul 1 care reprezintă valori medii pe mărci de oțel, luate singure, nu sînt suficiente pentru a caracteriza colectivitățile cercetate și este foarte dificil ca numai din asocierea coeficientului de variație să se tragă concluzii asupra numărului de șarje necorespunzătoare. De aceea, se impune găsirea și a altor parametrii de comparație.

3.2. Limita de curgere

a) La epruvetele neprelucrate din OL 38 toate șarjele au avut valoarea medie mai mare decît limita minimă standardizată cu 2,3...15%, limite care s-au păstrat și pentru epruvetele prelucrate.

b) La epruvetele neprelucrate din 17 M 13, din totalul de 23 șarje, 11 au valori medii mai mici decît valoarea standardizată. Analog, la epruvetele prelucrate, aproape toate șarjele au avut valori medii mai mici decît cele normalizate. Deci sub acest aspect comportarea șarjelor din 17 M 13 este necorespunzătoare.

c) La șarjele din OL 38 se constată o creștere a limitei de curgere la epruvetele prelucrate comparativ cu cele neprelucrate, variind între 3,76...6,66%. În schimb la marea majoritate a șarjelor din 17 M 13 s-a constatat o scădere cu 0,63...12,7% a limitei de curgere în urma operației de prelucrare.

3.3. Caracteristici de plasticitate

a) Valorile determinate experimental atît pe epruvete neprelucrate cît și pe epruvete prelucrate, depășesc în general cu 30...50% valorile normate, deci caracteristicile de plasticitate ale oțelurilor studiate sînt foarte bune.

b) Nu se observă o tendință de creștere a deformabilității în urma prelucrării.

4. COEFICIENTUL DE VARIAȚIE

În STAS 438-67 punctul 3.7 se prevede – constituind de fapt un element de noutate al standardului pentru uzinele producătoare – obligativitatea verificării în timp a calității producției de oțel beton prin prelucrarea statistică semestrială a încercărilor de control efectuate și determinarea coeficientului de variație. În cazul în care valoarea lui C_v va fi mai mare decît: 6% pentru oțel beton tip OB38 și 5% pentru oțel beton tip PC 52, uzinele vor lua măsurile necesare pentru îmbunătățirea producției.

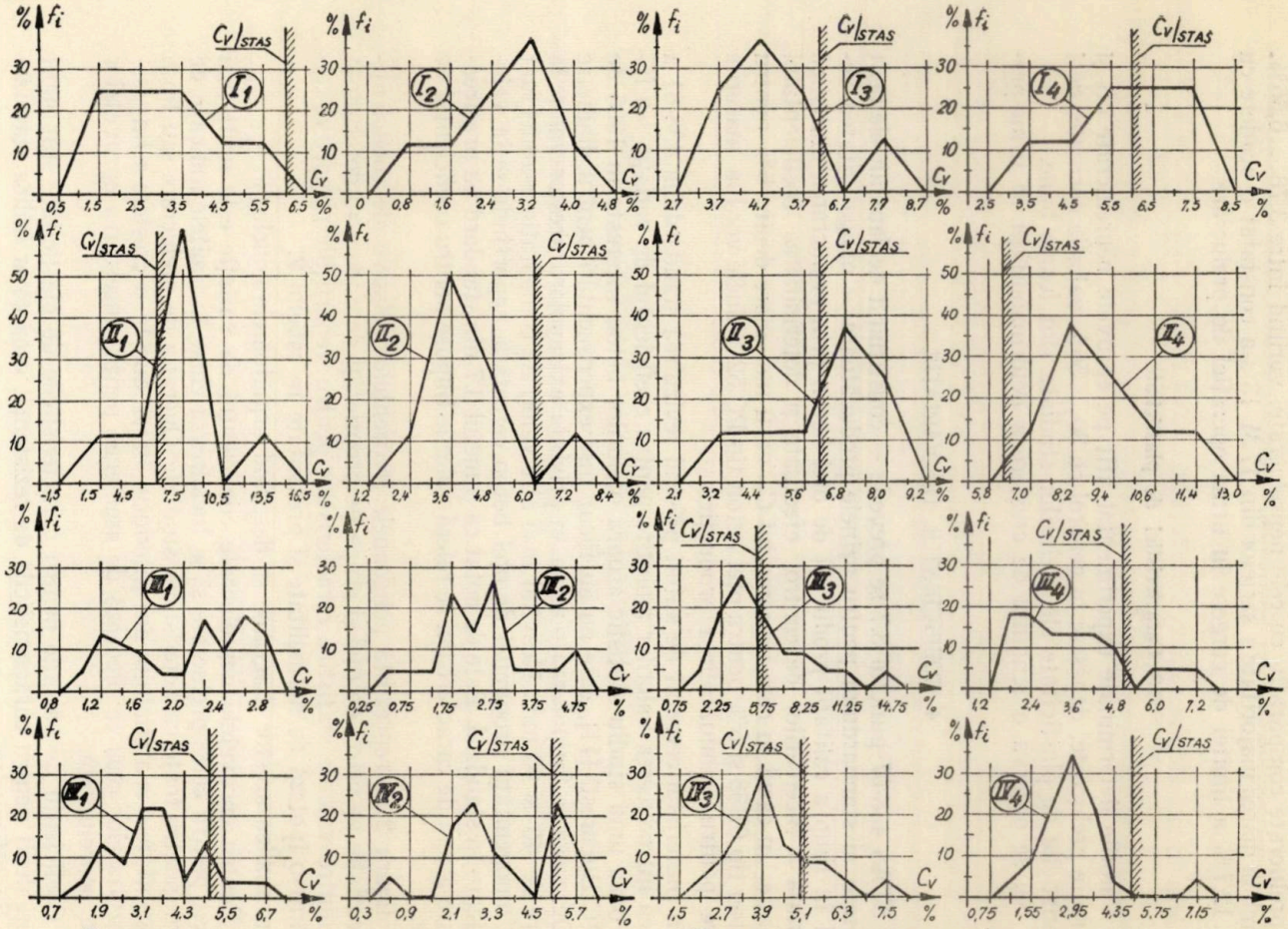
Din materialul cercetat de autori privind revizuirea standardului 438-61 a reieșit că introducerea valorilor amintite pentru coeficientul de variație s-a făcut pe baza unui studiu statistic asupra oțelurilor beton încercate în 1965 de INCERC București [11], care nu au făcut însă experimentări pentru diametre mari. De aceea se formulează rezerva în privința extrapolării acestor valori la diametre de 40 și 60 mm. Neavînd însă alte valori de comparație s-a efectuat analiza omogenității producției de oțel beton cercetată, raportîndu-se la valorile indicate în standard. Este de notat că punctul 3.7 din standard nu precizează la care grupă de caracteristici se referă valorile impuse pentru coeficientul de variație.

În figura 2 se reprezintă poligoanele frecvențelor relative ale coeficienților de variație pe mărci de oțel și grupe de proprietăți de unde s-au determinat cîteva dintre valorile statistice caracteristice pentru repartițiile respective calculate într-o ipoteză de normalitate și prezentate în tabelul 2.

Din analiza acestor diagrame se desprind următoarele concluzii:

a) Pentru epruvetele neprelucrate coeficientul de variație este mult mai mic decît pentru cele prelucrate și se încadrează chiar în limitele indicate de standard, pentru toate caracteristicile studiate. Operația de prelucrare sau lipsa de omogenitate a materialului din interiorul barei duc la o creștere a împrăștierii rezultatelor ceea ce pledează de asemenea pentru încercarea epruvetelor în stare neprelucrată.

b) Coeficienții de variație pentru caracteristicile de plasticitate sînt mult mai mari decît pentru caracteristicile de rezistență, ceea ce ar indica standardizarea lui diferențiată.



I - Otel beton OLB 38 - epruvete neprelucrate
II - Otel beton OLB 38 - epruvete prelucrate
III - Otel beton 17 M 13 - epruvete neprelucrate
IV - Otel beton 17 M 13 epruvete prelucrate
1 - C_v/σ_r ; **2** - C_v/σ_c ; **3** - C_v/δ_5 , **4** - C_v/Z

Tabelul 2

Parametrii repartiției empirice a coeficientului de variație

Marca oțelului studiat / Mărimea studiată	OL 38 ($C_{v/STAS}=6\%$)								17 M13 ($C_{v/STAS}=5\%$)							
	C_{v/σ_r}		C_{v/σ_c}		C_{v/δ_5}		$C_{v/z}$		C_{v/σ_r}		C_{v/σ_c}		C_{v/δ_5}		$C_{v/z}$	
	NP	P	NP	P	NP	N	NP	P	NP	N	NP	P	NP	P	NP	P
$\bar{C}_v$	3,13	7,13	2,60	4,20	5,08	6,2	5,88	9,1	2,06	3,62	2,50	3,5	5,36	4,23	3,59	2,97
S/C_v	1,40	3,39	1,02	1,44	1,30	1,70	1,40	1,54	0,59	1,39	1,16	1,56	3,30	1,21	1,57	1,28
C_{v/c_v}	0,45	0,48	0,39	0,34	0,26	0,27	0,24	0,17	0,29	0,38	0,46	0,44	0,61	0,29	0,44	0,43
R/C_v	4,0	12,0	3,2	4,8	4,0	4,8	4,0	4,8	1,8	5,4	4,5	5,4	13,5	5,5	5,5	6,3
$P[C_v<C_{v/STAS}]$	0,98	0,37	1,00	0,94	0,77	0,45	0,82	0,02	1,00	0,84	1,00	0,83	0,14	0,74	0,67	0,94

c) Sub aspectul probabilității ca un coeficient de variație din lotul cercetat să fie mai mic decît valoarea normalizată, ambele mărci de oțel nu satisfac în privința proprietăților de plasticitate, valorile acestora fiind cu mult sub 0,95. Deoarece șarjele corespund în general sub aspectul caracteristicilor de rezistență iar caracteristicile de plasticitate au valori cu mult peste limitele normalizate este posibilă o creștere a cifrelor minime ale coeficientului de variație — pentru caracteristicile de plasticitate — indicate în norme.

5. ASUPRA UNUI NOU PARAMETRU DE CONTROL

Cercetarea diagramelor de repartiție ale caracteristicilor de rezistență și plasticitate, pe diametre și mărci de oțel, prezentate detailat în lucrarea [1], a scos în evidență faptul că aprecierea unei anumite proprietăți de rezistență sau plasticitaten umai prin valoarea medie și coeficientul de variație nu sînt suficiente pentru a asigura un coeficient de siguranță cu o probabilitate indicată.

Pentru a concretiza această afirmație, în cazul analizei statistice efectuate s-au calculat pe lîngă parametrii de dispersie și coeficientul de variație și probabilitatea ca valorile caracteristici studiate să fie mai mari decît valorile minime normate cu ajutorul relației :

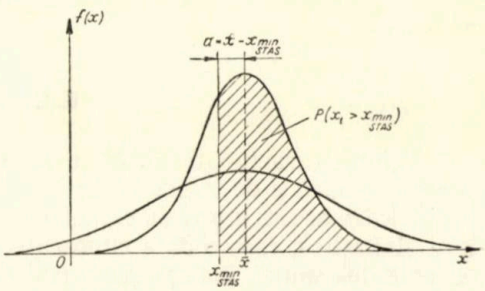


Fig. 3. Repartiții normale cu diverse abateri medii patratice.

$$P(z) > z_{min\ STAS}) = 0{,}5 + \Phi(z) \tag{7}$$

unde:

$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ – funcția normată a lui Laplace

$z = \frac{x - \bar{x}}{S}$ – abaterea normată

În figura 3 se arată spre exemplificare o situație în care valoarea medie a caracteristicii studiate este mai mare decît valoarea minimă normalizată, iar repartiția datelor experimentale în jurul mediei se face suficient de grupat, cu o abatere medie patratică relativ mică, astfel încît coeficientul de variație să aibă valori admise de standard. Totuși, deoarece distanța dintre valoarea medie și valoarea minimă normată – în unități ale caracteristicii sau în procente – este mică, probabilitatea ca o valoare experimentală oarecare, în cazul unui lot similar de probe, să fie mai mare decît valoarea minimă STAS, probabilitate care este dată de aria suprafeței haşurate din figură, este nesatisfăcătoare. Dacă admitem ca satisfăcătoare o probabilitate de 0,95, atunci din tabelul 1 se vede că rezistența la rupere și limita de curgere sînt necorespunzătoare sub acest aspect deși au în general valori admisibile pentru coeficientul de variație.

În schimb caracteristicile de plasticitate satisfac evident sub aspectul cifrei de probabilitate deși în marea lor majoritate au coeficienți de variație mai mari decît valorile indicate de standard. Evident că această dispersie prea mare arată o neomogenitate accentuată a producției însă cu valori peste valorile minime normate. De aceea, caracterizarea producției de oțel pe baza coeficientului de variație, care ar duce la acceptarea loturilor cercetate din punct de vedere al caracteristicilor de rezistență și la respingerea lor sub aspectul caracteristicilor de plasticitate ar fi total neconformă cu realitatea deoarece necorespunzătoare sînt de fapt caracteristicile de rezistență.

Se impune deci ca un nou parametru de control, valoarea probabilității studiate. S-ar putea pune problema ca această probabilitate să se limiteze la un anumit interval al valorilor caracteristicii studiate deoarece mutarea cîmpului de valori mult peste limita minimă normată duce la rezerve de proprietăți neutilizate.

6. CORELAȚII

Valorile caracteristicilor mecanice sînt determinate în mod esențial de compoziția chimică și de structură (implicit de tratamentele care influențează structura). Între aceste grupe de caracteristici există deci legături funcționale de natură stohastică, care o dată cunoscute, împreună cu intervalele lor de încredere, ar putea spune, încă pe parcursul fabricației, care este probabilitatea ca un oțel cu o anumită compoziție chimică (de exemplu) să aibă anumite caracteristici mecanice. Dispunînd deci de aceste legături stabilite în cazul unei ana-

lize de regresie bidimensională, se economisește un important volum de muncă și material în cercetarea calității producției de oțel.

În lucrarea [2] autorii au prezentat o serie de parametri statistici ai distribuțiilor bidimensionale calculați într-o ipoteză de normalitate și pentru o regresie liniară verificate parțial cu ajutorul criteriului lui Kolmogorov și al criteriului *F*. În tabelul 3 se centralizează parametri de corelație și de regresie pe mărci de oțel și diametre pentru OL 38. Pentru detalii de calcul se pot consulta lucrările [2], [3], [5]

S-au folosit notațiile:

$\eta_{Y/X}$ – raport de corelație. Cu Y s-au notat caracteristicile mecanice de rezistență și plasticitate (σ_r, kgf/mm²; σ_c, kgf/mm²; δ_5, %; Z, %) considerate drept variabile dependente și cu X, elementele de compoziție chimică (C, % ; Mn, %) considerate drept variabile independente.

$$\eta_{Y/X}=\sqrt{\frac{\sum\limits_{x}\frac{(\sum\limits_{y} n_{xy}\cdot y)^2}{n_x}-\frac{(\sum\limits_{x}\sum\limits_{y} n_{xy}\cdot y)^2}{n}}{\sum\limits_{y} n_y\cdot y^2-\frac{(\sum\limits_{y} n_y\cdot y)^2}{n}}} \tag{8}$$

r_{xy} – coeficient de corelație; $r_{xy}\in[-1,\ 1]\subset R$

$$r_{xy}=\frac{n\sum\limits_{x}\sum\limits_{y} n_{xy}\cdot xy-(\sum\limits_{x} xn_x)(\sum\limits_{y} y\cdot n_y)}{\sqrt{[n\sum\limits_{x} x^2n_x-(\sum\limits_{x} n_x\cdot x)^2]\,[n\sum\limits_{y} y^2n_y-(\sum\limits_{y} n_y\cdot y)^2]}} \tag{9}$$

$Y(X)$ – ecuația dreptei de regresie clasice, corespunzînd mediilor condiționate $M[Y/X]$

$$Y(X)=\bar{y}+r_{xy}\frac{S_y}{S_x}(X-\bar{x}) \tag{10}$$

unde $\bar{x}$, $\bar{y}$ sînt mediile empirice iar S_y, S_x, abaterile medii patratice ale celor două variabile

$$\bar{x}=\frac{\sum\limits_{y}\sum\limits_{x} xn_{xy}}{\sum\limits_{x} n_x}\quad\text{și}\quad\bar{y}=\frac{\sum\limits_{x}\sum\limits_{y} yn_{xy}}{\sum\limits_{y} n_y} \tag{11}$$

$a_{Y/X}$ – coeficienții de regresie empirici

$$a_{Y/X}=r_{xy}\frac{S_y}{S_x}=\frac{n\sum\limits_{x}\sum\limits_{y} xyn_{xy}-(\sum\limits_{x} xn_x)(\sum\limits_{y} yn_y)}{n\sum\limits_{x} x^2n_x-(\sum\limits_{x} xn_x)^2} \tag{12}$$

Tabelul 3

Parametri corelațiilor bidimensionale pentru OL 38

Variabila independentă X	Diametrul epruvetei	Variabila dependentă Y	$\eta_{Y/X}$	r_{xy}	$a_{Y/X}$	$Y(X)=\bar{y}+r_{xy}\frac{S_y}{S_x}(X-\bar{x})$	$S^2_{Y/X}$	$r-z_{\frac{1}{2}b}\frac{1-r^2_{xy}}{\sqrt{n-1}}$	$r+z_{\frac{1}{2}b}\frac{1-r^2_{xy}}{\sqrt{n-1}}$
Corelația cu C%	∅40 neprelucrat	σ_r	0,6133	0,5364	71,9284	$\sigma_r=42,0174+71,9284\,(C-0,1886)$	267,4291	0,3864	0,7840
		σ_c	0,805	0,463	27,050	$\sigma_c=25,686+27,05\,(C-0,1879)$	1,87	0,2210	0,705
		δ_5	0,244	−0,176	−11,25	$\delta_5=36,3314-11,25\,(C-0,1884)$	2,97	−0,489	0,137
		Z	0,379	−0,322	−58,65	$Z=57,4767-58,65\,(C-0,1886)$	17,50	−0,569	−0,075
	∅40 prelucrat la ∅25	σ_r	0,895	0,505	76,750	$\sigma_r=44,1105+76,75\,(C-0,1886)$	11,60	0,279	0,731
		σ_c	0,752	0,325	19,650	$\sigma_c=26,8256+19,65\,(C-0,1886)$	1,96	0,078	0,572
		δ_5	0,559	−0,507	−58,65	$\delta_5=36,3314-58,65\,(C-0,1886)$	5,64	−0,732	−0,282
		Z	0,329	−0,289	−68,55	$Z=57,3372-68,55\,(C-0,1886)$	33,80	−0,567	−0,011
	∅60 neprelucrat	σ_r	0,791	0,210	293,910	$\sigma_r=38,6563+293,91\,(C-0,19)$	55,120	0,274	0,694
		σ_c	0,831	0,314	11,310	$\sigma_c=22,875+11,31\,(C-0,1875)$	0,627	−0,142	0,770
		δ_5	0,576	0,270	10,91	$\delta_5=36,6333+10,91\,(C-0,192)$	8,14	−0,210	0,750
		Z	0,950	−0,311	−40,70	$Z=58,75-40,7\,(C-0,19)$	6,90	−0,771	0,149
	∅60 prelucrat la ∅25	σ_r	0,505	−0,033	−4,150	$\sigma_r=44,5308-4,15\,(C-0,1916)$	7,55	−0,252	0,186
		σ_c	0,316	0,151	9,320	$\sigma_c=24,2284+9,32\,(C-0,1904)$	1,71	−0,062	0,364
		δ_5	0,294	0,023	2,87	$\delta_5=35,8055+2,87\,(C-0,1904)$	7,00	−0,195	0,241
		Z	0,266	−0,021	−6,010	$Z=57,1667-6,01\,(C-0,1904)$	34,60	−0,239	0,197
Corelația cu Mn%	∅40 neprelucrat	σ_r	0,821	0,5376	14,9415	$\sigma_r=41,9814+14,9415\,(Mn-0,4028)$	7,9876	0,3226	0,7526
		σ_c	0,808	0,371	4,860	$\sigma_c=25,686+4,86\,(Mn-03981)$	2,02	0,110	0,632
		δ_5	0,244	−0,165	−2,24	$\delta_5=36,1974-2,24\,(Mn-0,4084)$	2,07	−0,479	0,149
		Z	0,614	−0,351	−13,21	$Z=57,4767-13,21\,(Mn-0,4028)$	18,80	−0,617	−0,085
	∅40 prelucrat la ∅25	σ_r	0,971	0,331	11,550	$\sigma_r=44,1453+11,55\,(Mn-0,4028)$	10,390	0,061	0,601
		σ_c	0,771	0,204	2,550	$\sigma_c=26,8488+2,55\,(Mn-0,4028)$	2,20	−0,086	0,494
		δ_5	0,704	−0,554	−12,65	$\delta_5=36,3291-12,65\,(Mn-0,4028)$	5,26	−0,764	−0,344
		Z	0,674	−0,460	−20,95	$Z=58,3837-20,95\,(Mn-0,4028)$	23,80	−0,698	−0,222
	∅60 neprelucrat	σ_r	0,671	−0,498	−30,50	$\sigma_r=39,2813-30,05\,(Mn-0,44)$	1,381	−0,878	−0,118
		σ_c	0,753	−0,250	−6,24	$\sigma_c=23-6,24\,(Mn-0,44)$	0,535	−0,725	0,225
		δ_5	0,683	−0,594	−72,95	$\delta_5=36,5625-72,95\,(Mn-0,44)$	4,55	−0,922	−0,266
		Z	0,894	0,206	18,75	$Z=58,75+18,75\,(Mn-0,44)$	7,34	−0,280	0,692
	∅60 prelucrat la ∅25	σ_r	0,283	0,139	14,550	$\sigma_r=42,0648+14,55\,(Mn-0,4395)$	7,440	−0,076	0,354
		σ_c	0,301	−0,177	−8,76	$\sigma_c=24,2407-8,76\,(Mn-0,4395)$	1,69	−0,389	0,035
		δ_5	0,269	−0,071	−7,12	$\delta_5=35,8056-7,12\,(Mn-0,4395)$	7,00	−0,298	0,147
		Z	0,247	−0,046	−10,25	$Z=57,1667-10,25\,(Mn-0,4395)$	34,70	−0,265	0,173

$S^2_{Y/X}$ – dispersia condiționată caracterizînd dispersia medie a valorilor variabilei Y în jurul dreptei de regresie

$$S^2_{Y/X} = \frac{n-1}{n-2} \cdot S^2_y (1 - r^2_{xy}) \tag{13}$$

S^2_y – dispersia corectată a distribuției empirice a variabilei Y

$$S^2_y = \frac{\sum_y y^2 n_y - \frac{(\sum y n_{xy})^2}{n}}{n-1} \tag{14}$$

Z_{q_1} – valoarea variabilei normate Z corespunzătoare probabilității $q_1 = 0{,}05$ care se găsește în tabelele care dau funcția lui Laplace [5]

În fig. 4 se arată corelația (σ_c, Mn) pentru oțelul slab aliat 17M13. Se vede că în cazul în care repartiția valorilor variabilei dependente în jurul dreptei de regresie este normală, se delimitează o bandă $Y + 1{,}96\ S_{Y/X}$ în al cărui interval se vor găsi 95% din toate valorile posibile, așa cum se arată pentru dreapta de rgeresie (2) în figura 4.

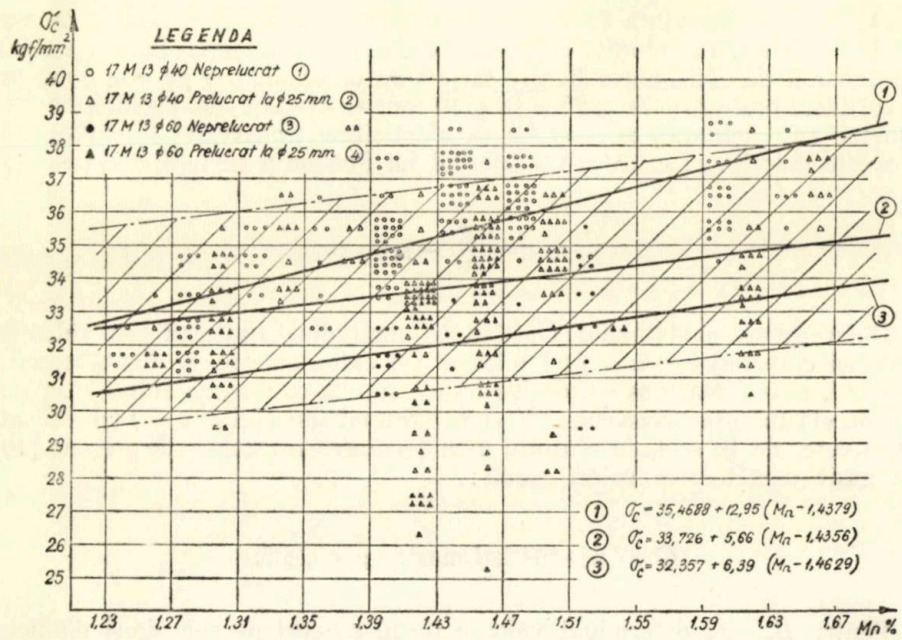


Fig. 4. Diagrame de corelație și ecuațiile dreptelor de regresie pentru $\sigma_c = \sigma_c$ (Mn%) la 17M13. Zona haşurată reprezintă $\sigma_c \pm 1{,}96\ S_{\sigma_c/Mn}$

În lucrarea [2] autorii verifică normalitatea distribuției bidimensionale cu ajutorul criteriului χ^2 și stabilesc limitele de încredere pentru coeficientul de corelație.

Raportul de corelație prezintă în general o dispersie mare, valorile lui fiind cuprinse între 0,223 ... 0,918 pentru OL38 și 0,244 ... 0,950 pentru 17M13. Pe grupe de caracteristici el este cuprins între 0,239 ... 0,971 pentru caracteristicile de rezistență și 0,229 ... 0,950 pentru cele de plasticitate. În general valorile raportului de corelație la caracteristicile de rezistență sînt mai mari și cu o dispersie mai mică decît la caracteristicile de plasticitate și indică corelații mai strînse în cazul epruvetelor neprelucrate.

Pentru coeficientul de corelație, o analiză obiectivă impune folosirea unui criteriu statistic, de verificarea semnificației bazat pe distribuția Student a caracteristicii cercetate. Analiza intreprinsă arată că pentru OL38 ⌀ 40, valoarea limită a coeficientului de corelație este de 0,298 iar pentru ⌀60 de 0,514. Valori mai mari decît acestea indică corelații semnificative. Datele din tabelul 3 arată că pentru ⌀60 toate corelațiile sînt nesemnificative; rezultatele pot fi considerate însă neconcludente datorită numărului mic de probe încercate [1].

7. CONSTANȚE ELASTICE

Deoarece în literatura tehnică de specialitate cercetată de autori nu s-an găsit indicații asupra valorilor constantelor elastice de material la aceste tipuri și dimensiuni de oțel, pentru fiecare șarje s-au determinat – pe cîte două sau trei epruvete prelucrate la ⌀25 și la ⌀10 mm – modulul de elasticitate longitudinal (E, kgf/mm²) și modulul de elasticitate transversal (G, kgf/mm²): din aceste valori s-au calculat coeficientul lui Poisson μ cu relația cunoscută;

$$\mu = \frac{E}{2G} - 1.$$

Determinarea modulului de elasticitate longitudinal s-a făcut prin ridicarea diagramei caracteristice $\sigma = f(\varepsilon)$ folosind un extensometru de înaltă precizie cu oglinzi, sistem Martens cu pîrghie optică simplă cu eroarea sub 0,1%; modulul de elasticitate transversal G s-a determinat din curba $\tau = f(\gamma)$ ridicată pe epruvete de 10 mm, cu ajutorul unui torsiometru mecanic de precizie [10]. S-au găsit următoarele valori medii:

$$\overline{G} = 7{,}88 \cdot 10^3 \text{ kgf/mm}^2; \quad \bar{\mu} = 0{,}295.$$

Pentru E, s-au determinat valorile medii separat pe cele două diametre (⌀25 și ⌀10 mm) și s-au prezentat rezultatele în fig. 5 unde s-au reprezentat poligoanele frecvențelor relative.

Se observă o creștere a valorii medii de la ⌀10 la ⌀25 cu 3,2%, pentru aproape același cîmp de dispersie și coeficienți de variație în limite acceptabile. Această observație legată de creșterea valorii modulului de elasticitate (E) cu diametrul se impune atenției. În cadrul lucrării ea a fost verificată pe

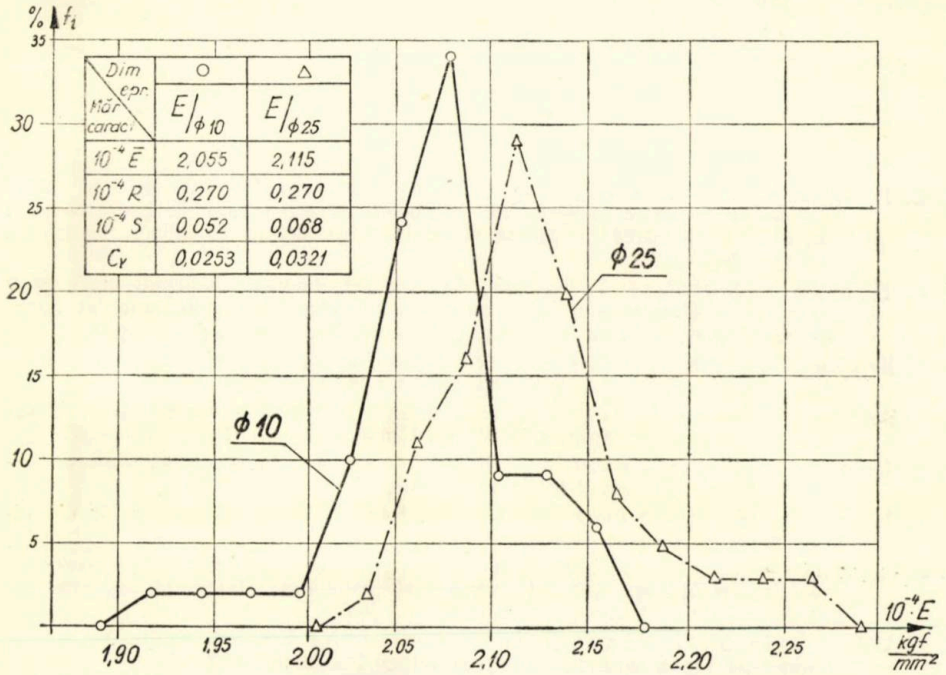


Fig. 5. Diagramele repartițiilor empirice ale modulului de elasticitate longitudinal.

două diametre dar s-ar necesita studii sistematice pentru ilustrarea domeniului de variație a acestei importante constante de material. În unele construcții tehnice insuficienta cunoaștere a acestei mărimi duce la micșorări neprevăzute ale coeficientului de siguranță sau respectiv la rezerve neutilitaze de rezistență, în special atunci cînd aprofundarea stării de tensiune se face experimental.

8. CONCLUZII

Se evidențiază necesitatea introducerii unui nou parametru statistic de control definit de probabilitatea ca o valoare oarecare din cîmpul rezultatelor experimentale să fie mai mare decît valoarea minimă standardizată; se calculează variația modulului de elasticitate longitudinal, E, cu trecerea de la diametrul de ⌀10 la ⌀25 mm; se relevă importanța încercărilor pe epruvete nepre-

lucrate care este mai concludentă, cu un cîmp de dispersie mai mic și cu coeficienți de corelație mai semnificativi; se evidențiază necesitatea introducerii parametrilor statistici și de dispersie bidimensionali și se propune standardizarea diferențiată a coeficientului de variație pentru caracteristici de rezistență și plasticitate.

Primită la redacție la 2. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. L. Boleanțu, I. Dobre, Al. Dimitriu, Studiul parametrilor statistici ai caracteristicilor mecanice la șarje din oțel beton cu profil variabil. Lucrările celei de a VI-a conferință de sudură și încercări de metale. Timișoara, septembrie 1969, p. 203—217.
2. L. Boleanțu, I. Dobre, T. Babeu, Analyse dispersionelle bidimensionelle pour deux typese d'aciers pour béton au grand diamètre. Revue roumaine des sciences techniques, série de métallurgie, Tome 14. Nr. 2, 1969, p. 165—178.
3. L. Boleanțu, O definiție statistică a coeficientului de siguranță al cablurilor de tracțiune. Studii și cercetări de metalurgie Tom 14, Nr. 1, 1969.
4. I. Dobre, T. Babeu, I. Bogdănescu, Analiza statistică a măsurătorilor de rugozitate. Revista transporturilor 12 Nr. 7 iulie București 1965 p. 273—277.
5. N. Rancu, L. Tövissi, *Statistica matematică cu aplicații în producție.* Editura Academiei Republicii Socialiste România 1963.
6. K. Nitzsche, *Werkstoffprüfung von Metallen.* Band II Deutscher Verlag für Grundsotffindustrie, Leipzig, 1963.
7. I. V. Dunin — Barkovski, N. V. Smirnov, *Teoria probabilităților și stastistica matematică în tehnică,* vol IV (trad. dni limba rusă) Institutul de studii româno-sovietic al Academiei R.S. România, 1957.
8. G. Udny Yule, M. G. Kendall *Introducere în teoria statisticii,* Ediția XIV-a traducere din limba engleză. Editura științifică București. 1969.
9. Șt. Nădășan și colab., *Incercări și analize de metale.* Editura tehnică, București, 1965.
10. I. Hajdu, E. Iovițiu, Torsiometru mecanic de precizie. Buletinul științific și tehnic I.P.T., 1956, p. 125—133.
11. T. Cărare, *Oțeluri superioare pentru beton armat și beton precomprimat.* Ed. Tehnică București, 1969.

К СТАТИСТИЧЕСКОМУ ОПРЕДЕЛЕНИЮ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И СЛУЧАЙНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ОТ СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НОВЫХ КАЧЕСТВ ПРОКАТНОЙ АРМАТУРНОЙ СТАЛИ О 38 и 17М13

(РЕЗЮМЕ)

Работа содержит исследования авторов для определения коэффициентов сопротивления и пластичности новых сортов арматурной стали переменного сечения прокатанной из О 38 и 17М13 диаметром выше 40 и 60 мм.

Приводится дисперсный одноразмерный анализ по выплавкам, по маркам стали и диаметром, исследуются также двухразмерные параметры связывающие механические свойства с составными элементами. Рассматривается изменение упругих постоянных материала в зависимости от диаметра и предлагается новый статистический контрольный параметр.

ÜBER DIE STATISTICHE AUSWERTUNG DER MECHANISCHEN EIGENSCHAFTEN UND DER STOHASTISCHEN KORRELATIONEN MIT DER CHEMISCHEN ZUSAMMENSETZUNG BEI NEUEN BETONSTAHLSORTEN, DIE AUS OL38 UND 17M13 GEWALZT WURDEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Arbeit umfasst die von den Autoren unternommenen Untersuchungen betreffend die Bestimmung der Werte von Festigkeits- und Plastizitätszahlen für einige neue Betonstahlsorten mit veränderlichem Profil, die aus OL38 und 17M13 gewalzt wurden. Die Durchmesser betrugen 40 und 60 mm. Es wird eine eindimensionale Zerstreuungsbestimmung je Charge, Stahlsorte und Durchmesser gemacht und die Parameter der zweidimensionalen Korrelation zwischen den mechanischen Eingenschaften und den Elementen der chemischen Zusammensetzung untersucht. Gleichzeitig wird die Änderung der elastischen Materialkonstanten Materialkonstanten in Abhängigkeit vom Durchmesser studiert und ein neuer statistischer Kontrollparameter vorgeschlagen.

ASUPRA FUNDAMENTĂRII CALCULULUI GRAFIC AL SĂGEȚILOR GRINZILOR DREPTE, DUPĂ METODA MOHR

DE

I. HAJDU

1. Calculul săgeților grinzilor drepte – solicitate de forțe aplicate normal pe axa grinzii într-un plan longitudinal principal – după metoda grafică a lui Mohr, constă în principal din: construcția unei curbe funiculare; trasarea în planul ei a unei axe de referință și măsurarea la o anumită scară a segmentelor interceptate între curbă și axă.

În unele manuale de rezistența materialelor [1], [2], [3] și [4] fundamentarea teoretică a metodei de calcul se face așa cum a făcut-o prima dată autorul ei, O. Mohr [5]. Mai întîi se demonstrează că ecuația diferențială de ordinul doi a unei curbe funiculare, construită pentru o sarcină distribuită de intensitate $q(x)$, este analoagă cu ecuația diferențială simplificată (1) a liniei elastice pentru grinzile drepte.

$$\frac{d^2v(x)}{dx^2} = -\frac{M(x)}{I(x)}. \tag{1}$$

Pe baza acestei analogii se conchide apoi că linia elastică $v(x)$ a unei grinzi drepte poate fi redată de curba funiculară, construită pentru sarcina fictivă distribuită reprezentată de suprafața diagramei momentului încovoietor $M(x)$ – în cazul grinzilor de secțiune constantă – sau de cea a momentului încovoietor redus $M(x)_{red} = M(x)\frac{I_0}{I(x)}$ – pentru grinzile de secțiune variabilă.

Se remarcă faptul că numai în manualul [3] se dă în continuare și explicația faptului important că în general condițiile la limită ale curbei funiculare – respectiv ale liniei elastice – diferă de cele ale diagramei momentului încovoietor, deci pozițiile axelor de referință sînt diferite.

În alte manuale [6], [7], [8], [9] și [10], fundamentarea metodei lui Mohr se face pornind de la analogia dintre ecuația diferențială (1) cu cea care leagă momentul încovoietor $M(x)$ de intensitatea sarcinii distribuite $p(x)$.

$$\frac{d^2M(x)}{dx^2} = -p(x). \tag{2}$$

Luînd în considerare și integralele ecuațiilor (1) și (2) se conchide că integrarea ecuației (1) poate fi făcută prin determinarea grafico-analitică sau grafică a momentelor încovoietoare ale așa numitei grinzi reciproce (sau conjugate) grinzii date. Grinda reciprocă – avînd în general o rezemare diferită de cea a grinzii date – este încărcată cu o sarcină distribuită fictivă de intensitate variabilă egală cu $M(x)$ sau $M(x)_{red}$.

Considerarea grinzii reciproce constituie o complicație nedorită pentru calculul grafic al săgeților. Din acest motiv, chiar în unele manuale citate, construcția practică a liniei elastice pentru o grindă cu consolă se face fără a considera grinda ei reciprocă – cu sarcinile și reacțiunile ei fictive – ci numai pe baza diagramei $M(x)$ sau $M(x)_{red}$ a grinzii date. În acest caz însă fundamentarea dată nu mai este satisfăcătoare, deoarece nu se motivează de ce în general axa de referință a liniei elastice nu corespunde cu prima rază funiculară, respectiv condițiile la limită ale liniei elastice sînt diferite de cele ale diagramei momentului încovoietor.

2. În cele ce urmează se prezintă pentru metoda grafică de calcul a săgeților după Mohr o fundamentare nouă, diferită de cele menționate.

Se consideră mai întîi relația cunoscută pentru calculul grafic al momentului static, pentru un sistem de forțe coplanare, față de un punct situat în dreapta forțelor respective

$$M = y \cdot H_1 \tag{3}$$

unde: y este lungimea segmentului interceptat între prima și ultima rază funiculară, pe dreapta care trece prin punctul considerat, paralel cu rezultanta forțelor respective, măsurarea făcîndu-se la scara desenului;

H_1 – distanța polară, măsurată la scara forțelor.

În continuare se consideră ecuația generală a liniei elastice – respectiv a săgeților – stabilită la metoda grafico-analitică [7], [9], [11] și [12]

$$v_x = v_0 + \varphi_0 x - \frac{S_{x0}}{EI_0} \tag{4}$$

unde: v_x este săgeata grinzii în secțiunea de abscisă x,

v_0 – săgeata din dreptul originii axelor de coordonate (situată pe axa nedeformată a grinzii),

φ_0 – unghiul tangentei la linia elastică în dreptul originii axelor,

Ω_{0x} – suprafața diagramei momentului încovoietor $M(x)$ sau al momentului încovoietor redus $M(x)_{red} = M(x)\frac{I_0}{I(x)}$ în intervalul $0 - x$

S_{x0} – momentul static al suprafeței Ω_{0x} față de o paralelă la axa y din dreptul secțiunii x.

Săgeata v_x poate fi privită ca suma algebrică a două componente:

$$v_{1x} = -\frac{S_{x0}}{EI_0} \tag{5}$$ și $$v_{2x} = v_0 + \varphi_0 x. \tag{6}$$

Scriind relația (5) sub forma:

$$-S_{x0}=v_{1x}\cdot(EI_0) \tag{7}$$

din compararea ei cu (3) rezultă că săgeata v_{1x} este redată — la o anumită scară — de lungimea segmentului interceptat în dreptul secțiunii x, între prima rază funiculară (prima axă de referință Ox) și curba funiculară, construită pentru un sistem de forțe fictive echivalente Ω_i, aferente suprafeței diagramei momentului încovoietor (redus) al grinzii date (figurile 1, 2, 3 și 4).

Lungimea segmentului considerat va fi egală cu valoarea reală a componentei v_{1x} a săgeții dacă distanța polară H din poligonul forțelor echivalente Ω_i s-a luat egală cu

$$H\,(\text{cm})=\frac{EI_0}{K_L\cdot K_\Omega} \tag{8}$$

unde K_L este scara desenului grinzii (1 cm $\triangleq K_L$ cm),
K_Ω — scara forțelor echivalente (1 cm $\triangleq K_\Omega$ kgf.·cm²).

Pentru a ține seama și de semnul minus din relația (7) segmentul de dreaptă (v_{1x}) trebuie considerat orientat. Atribuind semnul plus atît forțelor echivalente Ω_i aferente momentelor încovoietoare (reduse) pozitive cît și momentelor statice S_{x0} ale acestor forțe fictive, concordanța semnelor membrilor relației (7) va fi asigurată dacă segmentul de dreapta (v_{1x}) se consideră totdeauna orientat de la prima axă de referință Ox_1 spre curba funiculară; el va fi considerat pozitiv dacă este îndreptat în sensul pozitiv al axei y și negativ în caz contrar.

Componenta v_{2x} a săgeții — care conform relației (6) variază liniar cu abscisa x — este dată de lungimea segmentului cuprins între prima axă de referință Ox_1 și a doua axă de referință Ox_2 (cea finală). Trasarea axei Ox_2 se face ușor pe baza condiției impuse, de a avea față de curba funiculară aceeași poziție ca și axa nedeformată a grinzii, față de linia elastică.

3. Noua fundamentare a metodei Mohr este ilustrată prin următoarele exemple:

Exemplul 1: Grinda simplu rezemată de secțiune constantă $I\,(x) = I_0$ (fig. 1)

Diagrama momentului încovoietor redus este identică cu cea a momentului încovoietor. Poligonul forțelor fictive și cel funicular s-a trasat pentru cele patru forțe fictive echivalente $\Omega_1 \ldots \Omega_4$ pozitive; săgețile $v_{1x} = \overline{rs}$ sînt deci negative. Linia elastică a grinzii date satisface condițiile de rezemare dacă axa de referință finală se duce prin punctele de intersecție ale curbei funiculare cu verticalele din dreptul reazemelor (fig. 1 *d*)

Componentele v_{2x} ale săgeții — măsurate între axa de referință finală Ox_2 și prima axă Ox_1 — sînt pozitive. În secțiunea de abscisă x săgeata rezultantă va fi egală cu

$$v_x=v_{1x}+v_{2x}=\overline{rs}+\overline{tr}=\overline{ts}.$$

Astfel pentru grinda dată, toate săgeţile rezultante, măsurate între axa de referinţă finală şi curba funiculară, sînt pozitive.

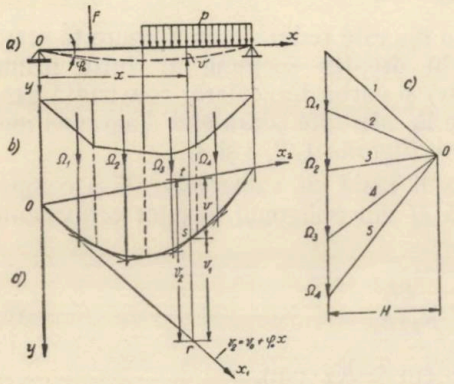


Fig. 1.

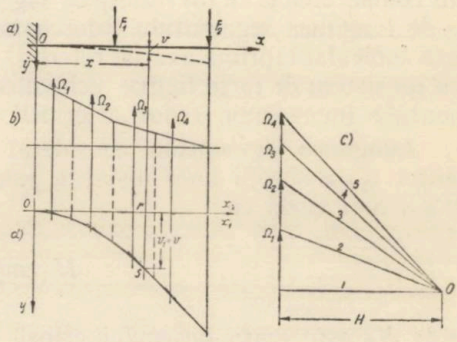


Fig. 2.

Exemplul 2: Grinda înţepenită la capătul din stînga (fig. 2)

Faţă de cele arătate la exemplul 1 se remarcă următoarele:

– forţele fictive Ω_i fiind negative, componentele v_{1x} sînt pozitive;

– originea sistemului de axe fiind luată în dreptul înţepenirii, parametrii iniţiali φ_0 şi v_0 sînt nuli; componenta v_{2x} este deci nulă pe toată lungimea grinzii. În consecinţă axa de referinţă finală Ox_2 se confundă cu prima axă de referinţă Ox_1.

– săgeata rezultantă va fi deci

$$v_x = v_{1x} = \overline{rs}.$$

Exemplul 3: Grinda înţepenită la capătul din dreapta (fig. 3)

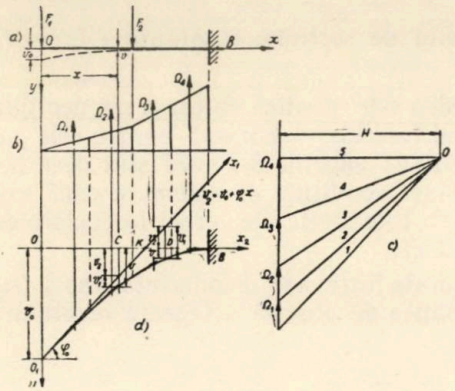


Fig. 3.

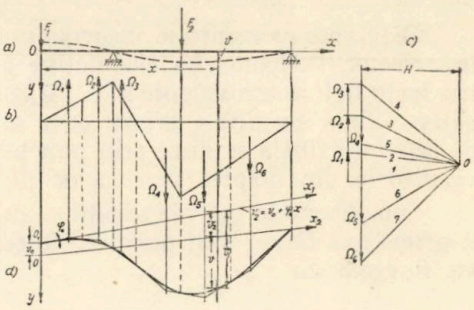


Fig. 4.

Din graficul construit rezultă următoarele:

– rotirea și săgeata în dreptul înțepenirii fiind nule ($\varphi_I = v_I = 0$) axa de referință finală este orizontala Ox_2, tangentă la curba funiculară în dreptul verticalei secțiunii de înțepenire;

– componenta v_{1x} este pozitivă pe toată lungimea grinzii;

– componenta v_{2x} este pozitivă în intervalul $\overline{Ok}$ și negativă în intervalul $\overline{kB}$;

– săgeata rezultantă v_x este pozitivă pe toată lungimea grinzii.

Exemplul 4: Grindă rezemată cu consolă (fig. 4)

Graficul obținut arată că pe întreaga lungime a grinzii componenta v_{1x} este pozitivă iar componenta v_{2x} negativă. Din însumarea lor săgeata rezultantă v_x se obține negativă pe consolă și pozitivă între reazeme.

Observație. În practica construcției grafice a liniei elastice $v(x)$ nu se mai trasează prima axă de referință Ox_1 (respectiv nu se mai prelungește prima rază funiculară); axa de referință finală se duce nemijlocit după trasarea curbei funiculare, corespunzător condițiilor de rezemare ale grinzii date. Această simplificare de natură practică poate fi aplicată în mod conștient numai în cazul cunoașterii bazei teoretice a metodei lui Mohr.

Primit la redacție la 2. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. Șt. Nădășan, *Rezistența materialelor*, vol. II, Litografia Institutului politehnic Timișoara, 1959.
2. A. Muttnyánszky, *Szilárdságtan*, Tankönyvkiadó, Budapest, 1957.
3. I. Szabó, *Einführung in die technische Mechanik*, vierte Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1959.
4. M. Tripa, *Curs de rezistența materialelor*, Editura didactică și pedagogică, București, 1967.
5. O. Mohr, *Abhandlungen aus dem Gebiete der technischen Mechanik*, Zweite Auflage, Verlag Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin, 1914.
6. Gh. Buzdugan, *Rezistența materialelor*, Editura didactică și pedagogică, București, 1964.
7. N. M. Beleaev, *Rezistența materialelor*, vol. I (traducere din limba rusă), București, Editura tehnică, 1956.
8. S. N. Nikiforov, *Soprotivlenie materialov*, Izdatelstvo Vîsșaia Scola, Moskva, 1966.
9. S. Soare, *Curs de rezistența materialelor și statica construcțiilor*, Editura didactică și pedagogică, București, 1962.
10. N. M. Filonenco-Borodici, S. M. Iziumov, B. A. Olisov, I. M. Kudriavțev, L. I. Malghinov, *Curs de rezistența materialelor*, vol. I. (traducere din limba rusă), București, Editura tehnică, 1951.
11. Gh. Buzdugan, *Rezistența materialelor I*, București, Editura tehnică, 1958.
12. C. C. Teodorescu, *Curs de rezistența materialelor*, Imprimeria Căilor ferate Române, București, 1945.

ОБОСНОВАНИЕ ГРАФИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРОГИБА ПРЯМЫХ БАЛОК ПО МЕТОДУ МОРА

(РЕЗЮМЕ)

В первой части работы производится критический анализ двух различных аргументов используемых в настоящее время при теоретическом обосновании графического метода расчета прогибов по методу Мора.

Во второй части излагается новый аргумент, отличающийся от первых двух и основывающийся на общем уравнении прогибов, известном из графо-аналитического расчета прогибов.

ÜBER DIE GRUNDLAGEN DER GRAPHISCHEN METHODE ZUR BESTIMMUNG DER DURCHBIEGUNG GERADER BALKEN NACH DEM MOHR'SCHEN VERFAHREN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In dem ersten Teil der Arbeit wird eine kritische Betrachtung der beiden verschiedenen Überlegungen vorgenommen, die gegenwärtig als theoretische Grundlage für die graphische Bestimmung der Durchbiegungen nach Mohr benützt werden.

Im zweiten Teil wird eine neue Überlegung gebracht, die sich von den beiden, vorher behandelten unterscheidet. Diese neue Überlegung geht von der allgemeinen Beziehung der Durchbiegungen aus, die von der grapho-analytischen Methode zur Bestimmung der Durchbiegungen bekannt ist.

SINTEZA UNUI MECANISM PENTRU REGULATORUL MOTORULUI DIESEL DE 2500 CP FABRICAT DE UCM REŞIŢA

DE

FR. KOVACS, D. PERJU, ŞT. MARUŞTERU, ŞT. MISKOVITS

1. INTRODUCERE

Modificări constructive aduse motorului Diesel de 2100 CP fabricat de UCM Reşiţa, în vederea măririi puterii la 2500 CP, au dus la necesitatea reproiectării mecanismului care transmite mişcarea de rotaţie între arborii de reglaj A_0 şi C_0 ai celor două linii de cilindri ai motorului, cu raport de transmitere $i_{26} = -1$, astfel încît în orice poziţie a mecanismului, diferenţa dintre deplasările cremalierelor de reglaj (7) şi (8) ale cilindrilor celor două linii să nu depăşească 0,1 mm. Mişcarea de rotaţie a arborilor de reglaj se transmite la cremalierele de reglaj cu ajutorul unor mecanisme cu culisă oscilantă identice. În fig. 1 sînt prezentate datele dimensionale iniţiale ale problemei.

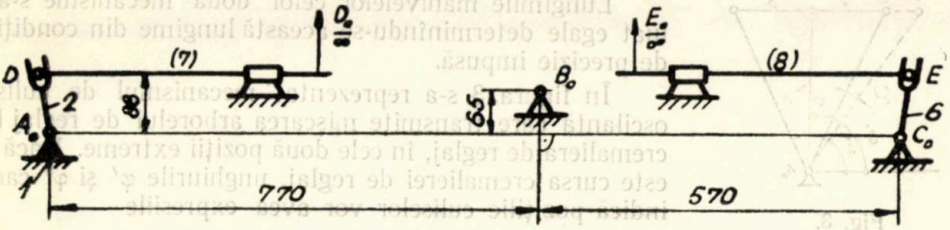


Fig. 1.

Cursa cremalierelor de reglaj este de 35 mm, punctul de oprire al motorului corespunzînd poziţiei mecanismului în care axele A_0D şi C_0E ale culiselor sînt perpendiculare pe direcţia A_0C_0. Calculele referitoare la sinteza structurală şi dimensională a mecanismului cu cuple inferioare s-au executat la Catedra de Organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic Timişoara, pe baza unei convenţii de colaborare încheiate cu UCM Reşiţa.

2. SINTEZA STRUCTURALĂ ŞI DIMENSIONALĂ A MECANISMULUI CU CUPLE INFERIOARE PENTRU TRANSMITEREA MIŞCĂRII DE ROTAŢIE CU RAPORT DE TRANSMITERE $i_{26}=-1$.

S-a ales pentru transmiterea mişcării de rotaţie între cei doi arbori de reglaj un mecanism cu schema structurală de tip Watt, cu $n = 6$ elemente şi $c_5 = 7$ cuple cinematice inferioare.

Pentru realizarea raportului de transmitere $i_{26} = -1$ în vecinătatea punctului de oprire al motorului, s-a adoptat soluţia de a obţine mecanismul cu structura amintită, prin legarea „în serie" a unui mecanism paralelogram articulat cu un mecanism antiparalelogram articulat (fig. 2). Primul asigură raportul de transmitere $i_{24} = 1$, iar cel de al doilea, în poziţia cînd manivelele sînt paralele, raportul de transmitere $i_{46} = -1$. Cu acestea

$$i_{26} = i_{24}\, i_{46} = -1$$

în poziţia cînd manivelele sînt paralele la cel de al doilea mecanism

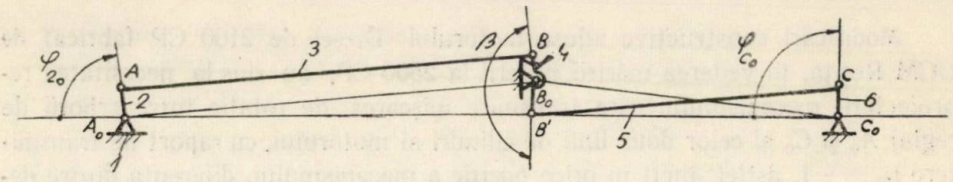


Fig. 2.

Lungimile bielelor celor două mecanisme au rezultat din condiţia ca acestea să fie paralelogram articulat, respectiv antiparalelogram articulat, egale cu distanţele punctelor fixe $l_{A_0B_0}$, respectiv $l_{B_0C_0}$.

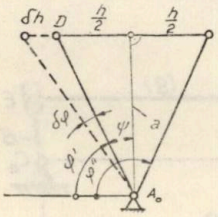


Fig. 3.

Lungimile manivelelor celor două mecanisme s-au luat egale determinîndu-se această lungime din condiţia de precizie impusă.

În figura 3 s-a reprezentat mecanismul de culisă oscilantă care transmite mişcarea arborelui de reglaj la cremaliera de reglaj, în cele două poziţii extreme. Dacă h este cursa cremalierei de reglaj, unghiurile φ' şi φ'' care indică poziţiile culiselor vor avea expresiile

$$\varphi' = \operatorname{arc\,ctg} \frac{h}{2a}$$
$$\varphi'' = -\operatorname{arc\,ctg} \frac{h}{2a}. \qquad (1)$$

Pentru $h = 35$ mm şi $a = 88$ mm a rezultat:

$$\varphi' = 78°45'10''$$
$$\varphi'' = 101°14'50'',$$

Se consideră că la capătul cursei diferența dintre deplasările celor două cremaliere de reglaj este δh. Acestei diferențe îi corespunde, pe baza figurii 3 o diferență între unghiurile de rotație a celor două culise.

$$\delta\varphi = \operatorname{arcctg} \frac{1}{1-\operatorname{tg}^2 \psi} \frac{\delta h}{a}. \tag{2}$$

Pentru $\delta h = 0{,}1$ mm și $\psi = 90° - \varphi' = 11°14'50''$, rezultă $\delta\varphi = 49'12''$.

În figura 4 este reprezentat un mecanism antiparalelogram articulat în poziția cînd manivelele sînt paralele (cu linii întrerupte) și în cea extremă (cu

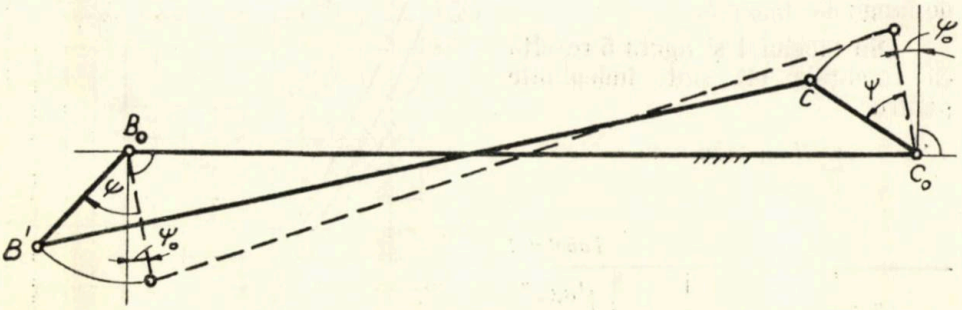


Fig. 4.

linii pline). Unghiul ψ_0 care definește poziția manivelelor cînd acestea sînt paralele, are mărimea

$$\psi_0 = \arcsin \frac{l_{B_0B'}}{l_{B_0C_0}}. \tag{3}$$

Condiția ca diferența valorilor absolute ale unghiurilor de rotație ale manivelelor 4 și 6 să nu depășească o valoare dată $\delta\varphi$, în poziția extremă a mecanismului, se poate scrie sub forma inegalităților

$$\left.\begin{aligned} A &= \left[\frac{l_{B_0C_0}}{l_{B_0B'}} - \sin(\psi_0-\psi) - \sin(\psi_0+\psi-\delta\varphi)\right]^2 + \\ &+ [\cos(\psi_0-\psi) + \cos(\psi_0+\psi-\delta\varphi)]^2 \geqslant \left(\frac{l_{B_0C_0}}{l_{B_0B'}}\right)^2 \\ A' &= \left[\frac{l_{B_0C_0}}{l_{B_0B'}} - \sin(\psi_0-\psi) - \sin(\psi_0+\psi+\delta\varphi)\right]^2 + \\ &+ [\cos(\psi_0-\psi) + \cos(\psi_0+\psi+\delta\varphi)]^2 < \left(\frac{l_{B_0C_0}}{l_{B_0B'}}\right)^2 \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

unde cu ψ s-a notat unghiul de poziţie al manivelelor mecanismului, pentru poziţia care corespunde poziţiei extreme a cremalierelor de reglaj. Datele iniţiale ale problemei impun pentru distanţa dintre punctele fixe

$$l_{B_0C_0}=573{,}62 \text{ mm.}$$

În tabelul 1 s-au indicat valorile calculate pentru ψ_0, A, A', $\left(\frac{l_{B_0C_0}}{l_{B_0B'}}\right)^2$ pentru diferite lungimi $l_{B_0B'}$, alese.

În figura 5 s-a reprezentat variaţia valorilor susamintite în funcţie de lungimile $l_{B_0B'}=b$.

Din tabelul 1 şi figura 5 rezultă că condiţiile (4) sînt îndeplinite pentru

$$l_{B_0B'}\cong 56 \text{ mm.}$$

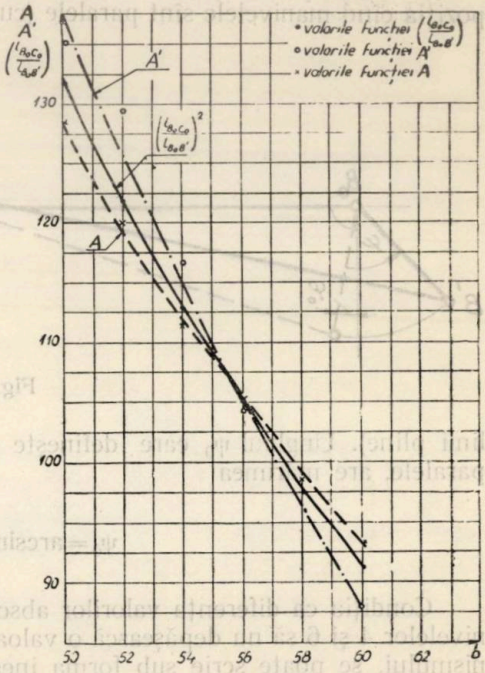


Fig. 5.

Tabelul 1

$l_{B_0B'}$ mm	$\frac{l_{B_0B'}}{l_{B_0C_0}}$	ψ grade	A	A'	$\left(\frac{l_{B_0C_0}}{l_{B_0B'}}\right)^2$ —
50	0,087166	5°	127,321	134,005	131,616
52	0,090652	5°11′42″	120,021	129,542	121,686
54	0,094139	5°24′38″	111,115	117,358	112,839
56	0,097625	5°35′34″	104,312	103,511	104,923
58	0,101112	5°47′34″	98,835	97,463	97,812
60	0,104598	6°0′12″	92,605	88,001	91,399

Această lungime a fost aleasă pentru toate cele patru manivele ale mecanismului.

Cu cele de mai sus, dimensiunile schemei cinematice a mecanismului proiectat sînt cele trecute în tabelul 2. Notaţiile sînt corespunzătoare figurii 2.

Tabelul 2

Mărimea U. m	l_{A_0A} mm	l_{AB} mm	l_{B_0B} mm	$l_{A_0B_0}$ mm	$l_{B_0B'}$ mm	$l_{B'C}$ mm	l_{C_0C} mm	$l_{B_0C_0}$ mm	β grade	φ^*_{20} grade	φ^*_{60} grade
Dimensiunea	56	772,68	56	772,68	56	573,62	56	573,62	178°11′20″	89°05′40″	90°54′20″

3. VERIFICAREA SCHEMEI CINEMATICE OBȚINUTE PRIN SINTEZA DIMENSIONALA

s-a făcut prin analiza cinematică a mecanismului rezultat.

În acest scop s-a folosit metoda descrisă în lucrarea [1] pentru stabilirea corespondenței dintre unghiurile de poziție ale manivelelor 2 și 6 (φ_2 și φ_6). Pentru efectuarea calculeler numerice, s-a întocmit un program pentru calculatorul MECIPT-1 după principiul descris în lucrarea [2]. Programul descris în lucrarea amintită s-a completat pentru a fi aplicat la calculele referitoare la două mecanisme patrulatere articulate legate în serie și în vederea stabilirii diferențelor de deplasare ale cremalierelor. În acest scop, cu ajutorul figurii 6 s-au dedus relațiile (5) și (5') care exprimă deplasările cremalierelor de reglaj pentru o rotație a manivelelor cu unghiurile $\Delta\varphi_2$, respectiv $\Delta\varphi_6$.

Pentru situația X:

$$\left.\begin{aligned}\Delta s_{2x} &= a\,[\operatorname{cotg}\varphi'_{2x} - \operatorname{cotg}(\varphi'_{2x}+\Delta\varphi_2)]\\ \Delta s_{6x} &= -a\,[\operatorname{cotg}\varphi'_{6x} - \operatorname{cotg}(\varphi'_{6x}-\Delta\varphi_6)]\end{aligned}\right\} \tag{5}$$

Pentru situația Y:

$$\left.\begin{aligned}\Delta s_{2y} &= -a\,[\operatorname{cotg}\varphi'_{2y} - \operatorname{cotg}(\varphi'_{2y}+\Delta\varphi_2)]\\ \Delta s_{6y} &= a\,[\operatorname{cotg}\varphi'_{6y} - \operatorname{cotg}(\varphi'_{6y}-\Delta\varphi_6)].\end{aligned}\right\} \tag{5'}$$

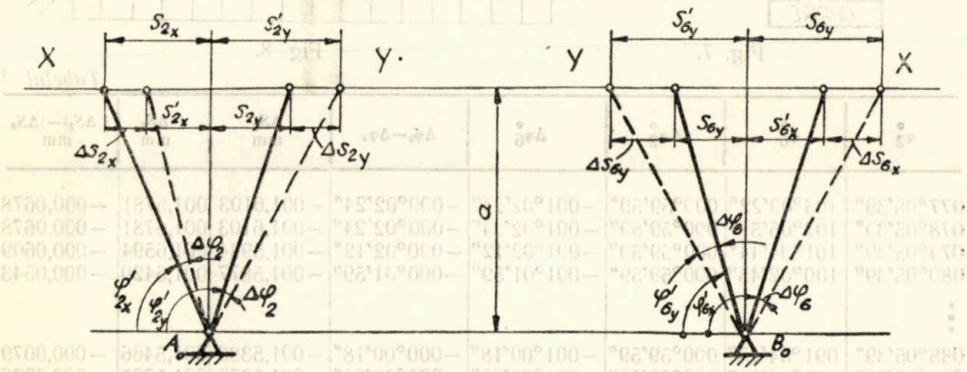


Fig. 6.

În relațiile de mai sus

$$\varphi'_2 = \varphi_2 + 54'20''$$

$$\varphi'_6 = \varphi_6 - 54'20''.$$

Schema logică a programului este prezentată în figura 7.

Ea permite calculul unghiului de poziţie φ_6 în funcţie de unghiul de poziţie φ_2 şi a deplasărilor cremalierelor de reglaj în funcţie de unghiurile de rotaţie $\Delta\varphi$ şi cel de poziţie φ ale manivelelor. Programul a fost tradus în limbajul calculatorului MECIPT-1 şi s-au efectuat calculele numerice pentru

$$77°05'39'' < \varphi_2 < 114°05'39'' \quad \text{şi} \quad \Delta\varphi_2 = 1°$$

atît pentru mecanismul iniţial al motorului Diesel de 2100 CP cît şi pentru mecanismul nou proiectat.

În tabelul 3, sînt prezentate parţial rezulzatele calculului efectuat de calculatorul MECIPT-1, pentru mecanismul proiectat.

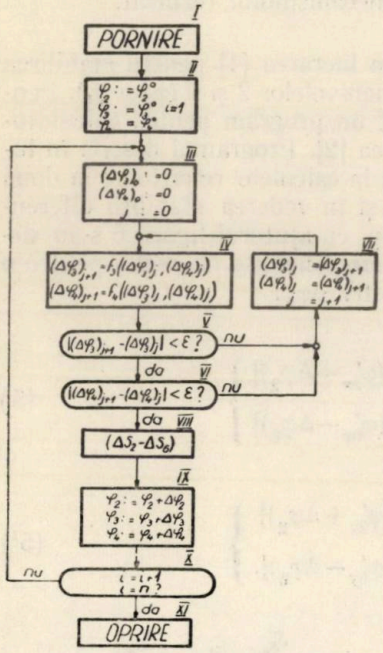


Fig. 7.

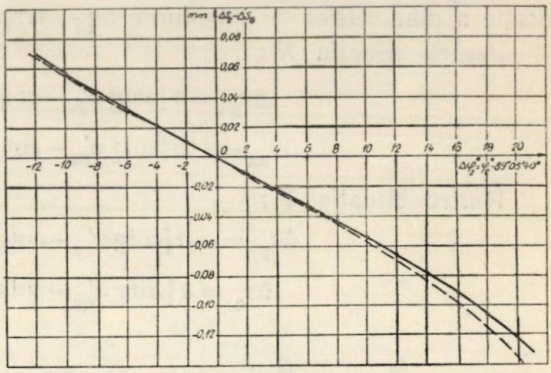


Fig. 8.

Tabelul 3

φ_2°	φ_6°	$\Delta\varphi_2^\circ$	$\Delta\varphi_6^\circ$	$\Delta\varphi_2 - \Delta\varphi_6$	ΔS_2 mm	ΔS_6 mm	$\lvert\Delta S_2\rvert - \lvert\Delta S_6\rvert$ mm
077°05'39"	103°09'22"	000°59'59"	−001°02'24"	−000°02'24"	−001,6103	001,6781	−000,0678
078°05'39"	102°06'57"	000°59'59"	−001°02'24"	−000°02'24"	−001,6103	001,6781	−000,0678
079°05'39"	101°04'44"	000°59'59"	−001°02'12"	−000°02'12"	−001,5984	001,6594	−000,0609
080°05'39"	100°02'45"	000°59'59"	−001°01'59"	−000°01'59"	−001,5877	001,6420	−000,0543
⋮							
088°05'39"	091°54'23"	000°59'59"	−001°00'18"	−000°00'18"	−001,5386	001,5466	−000,0079
089°05'39"	090°54'19"	000°59'59"	−001°00'06"	−000°00'06"	−001,5369	001,5395	−000,0026
090°05'39"	089°54'26"	000°59'59"	−000°59'55"	000°00'06"	−001,5360	001,5334	000,0026
091°05'39"	088°54'44"	000°59'59"	−000°59'41"	000°00'18"	−001,5361	001,5282	000,0079
⋮							
099°05'39"	081°04'24"	000°59'59"	−000°58'06"	000°01'53"	−001,5710	001,5292	000,0509
100°05'39"	080°06'29"	000°59'59"	−000°57'54"	000°02'05"	−001,5798	001,5252	090,0566
101°05'39"	079°08'46"	000°59'59"	−000°57'43"	000°02'16"	−001,5897	001,5271	000,0626
102°05'39"	078°11'14"	000°59'59"	−000°57'31"	000°02'28"	−001,6006	001,5319	000,0687

În figura 8, sînt prezentate sub formă de diagrame, diferențele deplasărilor cremalierelor de reglaj pentru mecanismul inițial (linie întreruptă) și pentru cel proiectat (linie continuă) în funcție de unghiul de poziție φ_2 al manivelei 2.

4. CONCLUZII

Din cercetarea diagramelor din figura 8 rezultă că în limitele indicate în paragraful 3, corespunzătoare cursei cremalierelor de reglaj, diferențele deplasărilor acestor cremaliere nu depășesc nicăieri valoarea de 0,1 mm, ceea ce arată că mecanismul proiectat corespunde condițiilor de precizie puse.

Comparînd diagramele trasate pentru mecanismul inițial și cel proiectat, rezultă că mecanismul proiectat asigură o precizie mărită față de cel inițial, ceea ce are drept rezultat creșterea puterii motorului în ansamblu.

S-a recomandat uzinei ca la întocmirea documentației tehnologice să se tolereze strîns lungimea bielei [3].

Rezultatele calculului efectuat au fost comunicate UCMR sub forma unui protocol. Ele au fost aplicate la proiectarea mecanismului regulatorului noului motor Diesel.

Primită la redacție la 25. I. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. Fr. Kovacs O nouă metodă analitică pentru analiza cinematică a mecanismelor cu elemente articulate. Determinarea deplasărilor. Bul științific și tehnic al IPT Tom 11 (25) fasc. 2, 1966.
2. Fr. Kovacs, D. Perju, Șt. Măruşteru, D. Uroş, Program pentru calculul parametrilor cinematici ai mecanismelor de tipul patrulater articulat, la calculatorul electronic MECIPT-1. Bul. științific și tehnic al IPT Tom 12(26) fasc. 1. 1967.
3. B. Dizioglu, *Getriebelehre* vol. I, II ed. Vieweg Braunschweig 1966—67.

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ДЛЯ РЕГУЛЯТОРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ В 2500 Л. С. ФАБРИКУЕМОГО НА РЕШИЦКОМ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ЗАВОДЕ

(РЕЗЮМЕ)

Приводится размерный синтез механизма с шарнирными стержными обеспечивающего синхронность перемещения регулировочных реек инжекторов обоих рядов цилиндров двигателя. Размеры элементов были определены при помощи оригинального метода таким образом, что-бы разница между перемещением обеих реек никогда не была больше 0,1 мм. Расчеты касающиеся синтеза механизма и проверки его кинематических

свойств, были произведены при помощи электронной счетной машины MECIPT-1.

Работа была выполнена по соглашению о сотрудничестве.

SYNTHESE EINES GETRIEBES FÜR DEN REGLER DES 2500 HP DIESEL MOTORS DER UCM WERKE REȘIȚA

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wurde die Synthese eines Getriebes mit niederen kinematischen Paaren verwirklicht, die den Bewegungssynchronismus der Einspritzpumpenregelstangen beider Zylinderlinien des Motores sichert.

Die Abmessungen der Glieder wurden mittels einer origineller Methode so festgestellt, dass die Weg-Unterschiede der zwei Stangen zu keinem Zeitpunkt grösser als 0,1 mm sein sollen. Die Synthese, sowie die Analyse der kinematische Eigenschaften des entstandenen Getriebe-Schemas wurden mittels der elektronischen Rechnmaschine MECIPT-1 berechnet.

Die Arbeit wurde im Rahmen eines Kontraktes zwischen der IPT und UCMR ausgeführt.

STUDIUL EXPERIMENTAL AL RĂCITORULUI DE ULEI TIP BEHR, PENTRU LOCOMOTIVA DIESEL ELECTRICĂ 0-60-DA*

DE

I. VLĂDEA, H. THEIL, F. NEISS

Răcitorul de ulei al motorului Diesel, cu care este echipată locomotiva Diesel electrică 0-60-DA, a fost studiat din punct de vedere teoretic într-o lucrare anterioară [1] în care sînt redate și datele constructive ale acestui răcitor. El este format dintr-un tambur în care este dispus un fascicul de țevi, prin care circulă uleiul ; apa de răcire circulă prin exteriorul tuburilor, transversal față de acestea efectuînd 9 drumuri, datorită șicanelor dispuse pe traseul lui, după cum rezultă din figura 1.

Studiul experimental al răcitorului de ulei se impune prin faptul că, în interiorul tuburilor sînt dispuse nervuri, în scopul măririi suprafeței de schimb de căldură de partea uleiului ; în această situație nu se mai poate calcula cu suficientă precizie coeficientul de convecție de partea uleiului și prin urmare nici căldura schimbată între ulei și apa de răcire.

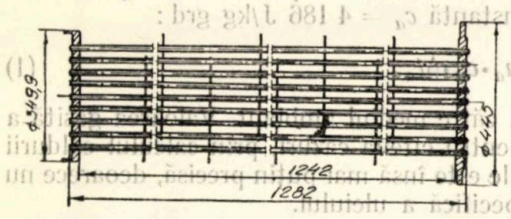


Fig. 1. Fascicolul de țevi al răcitorului de ulei tip BEHR, împreună cu plăcile tubulare și șicanele pentru curentul de apă.

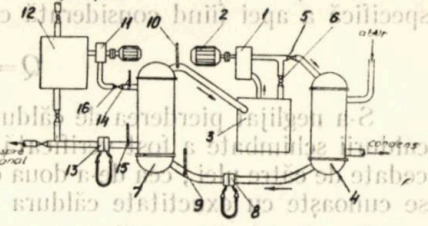


Fig. 2. Schema instalației experimentale : *1* — pompă cu roți dințate; *2* — motor electric; *3* — bazin de ulei; *4* — schimbător de căldură pentru încălzirea uleiului; *5, 6, 16* — robinete de reglare; *7* — răcitor de ulei; *8, 13* — diafragme; *9, 10, 14, 15* — termometre; *11* — pompă centrifugă; *12* — bazin de apă.

* Prezentată la cea de a XIII-a sesiune de comunicări a cadrelor didactice din I.P.T. din 10—12 mai 1968.

Subiectul prezentului studiu este tocmai acela de a se determina pe cale experimentală fluxul de căldură transmis în răcitor, în diferite condiţii de funcţionare, pentru două variante de execuţie: cu ţevi de cupru şi cu ţevi din oţel.

În fig. 2 se arată schema instalaţiei experimentale folosite. Pompa cu roţi dinţate *1*, antrenată de motorul *2* aspiră ulei din rezervorul *3* şi-l trimite într-un încălzitor *4*. Robinetele *5* şi *6* permit reglarea debitului de ulei trimis spre răcitorul *7*. Temperatura uleiului la intrare în răcitor se reglează prin modificarea debitului de abur care circulă prin încălzitor. După ieşirea din răcitor, uleiul este reîntrodus în rezervorul de ulei. Diafragma *8* serveşte la măsurarea debitului de ulei, iar termometrele *9* şi *10* permit determinarea temperaturii uleiului la intrare şi la ieşire din răcitor. În timpul trecerii prin răcitor, uleiul este răcit cu ajutorul unui curent de apă. Pompa centrifugă *11* aspiră apă din rezervorul *12* şi o trimite în răcitorul de ulei; după ieşirea din răcitor o parte din apă se întoarce în rezervor şi restul trece la canal. Prin introducere de apă proaspătă, nivelul din rezervor se menţine constant. Temperatura apei la intrare în rezervor se menţine la o valoare impusă, prin modificarea debitului de apă proaspătă. Debitul apei de răcire se măsoară cu diafragma *13*, etalonată în prealabil; temperaturile apei la intrare şi la ieşire din răcitor se măsoară cu termometrele cu mercur *14* şi *15*, cu o precizie de 0,1 grd. Debitul apei de răcire se reglează cu robinetul *16*.

Programul de crecetare a cuprins determinarea energiei schimbate, sub formă de căldură, între ulei şi apă pentru următoarele regimuri de funcţionare:

- debitul de apă, $D_a = 25\ m^3/h$ şi $50\ m^3/h$;
- debitul de ulei, $D_u = 36\ m^3/h$, $50{,}5\ m^3/h$ şi $60{,}m^3/h$;
- temperatura apei la intrare în răcitor $t_{a1} = 40...90°C$;
- temperatura uleiului la intrare în răcitor $t_{u1} = 50°C$, 60°C, 70°C, 80°C, 90°C şi 100°C.

Fluxul de căldură schimbat s-a calculat din diferenţa de temperatură a apei la intrare şi la ieşire din răcitor Δt_a şi din debitul de apă măsurat m_a, căldura specifică a apei fiind considerată constantă $c_a = 4\ 186\ J/kg\ grd$:

$$Q = m_a \cdot c_a \cdot \Delta t_a . \tag{1}$$

S-a neglijat pierderea de căldură către mediul ambiant. Valoarea găsită a căldurii schimbate a fost verificată pentru cîteva cazuri, prin calculul căldurii cedate de către ulei; cea de-a doua cale este însă mai puţin precisă, deoarece nu se cunoaşte cu exactitate căldura specifică a uleiului.

Rezultatele încercărilor, pentru răcitorul cu ţevi de cupru, sînt reprezentate în figurile 3 ... 7. În figurile 3, 4 şi 5 se poate urmări variaţia fluxului de căldură schimbat, în funcţie de temperatura apei la intrare, pentru diferite temperaturi de intrare ale uleiului; debitul de apă a fost acelaşi ($D_a = 25\ m^3/h$), iar debitul de ulei are valorile 36, 50,6 şi 60 m^3/h. Fluxul de căldură se măreşte odată cu creşterea diferenţei de temperaturpă $t_{u1} - t_{a1}$, curbele obţinute fiind drepte aproximativ paralele.

Pentru un regim de funcţionare cu $t_{a1} = 70°C$ şi $t_{u1} = 90°C$ (acest regim este apropiat de regimul normal de funcţionare al răcitorului) se obţine o creştere

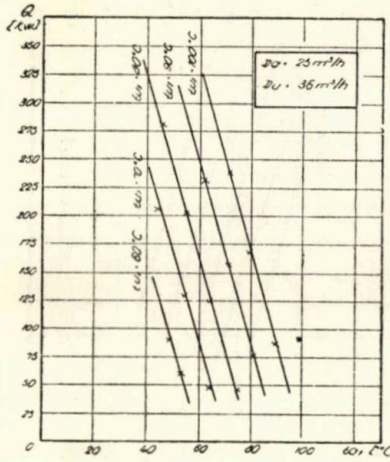


Fig. 3. $Q=f(t_{a1})$ pentru $D_a=25$ m³/h, $D_u=36$ m³/h la diferite valori t_{u1}, pentru răcitorul cu țevi de cupru.

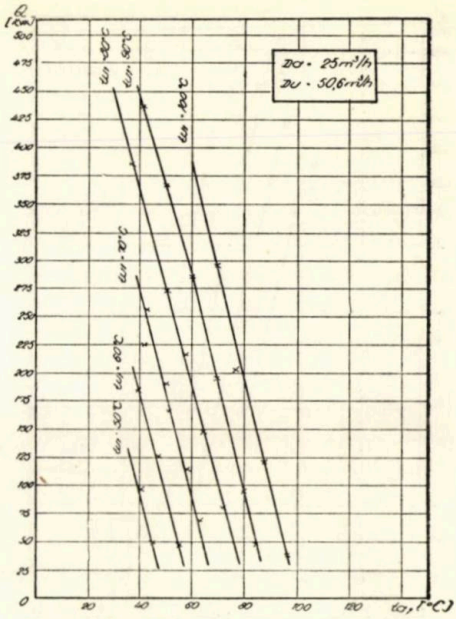


Fig. 4. $Q=f(t_{a1})$ pentru $D_a=25$ m³/h, $D_u=50{,}6$ m³/h la diferite valori t_{u1}, pentru răcitorul cu țevi de cupru.

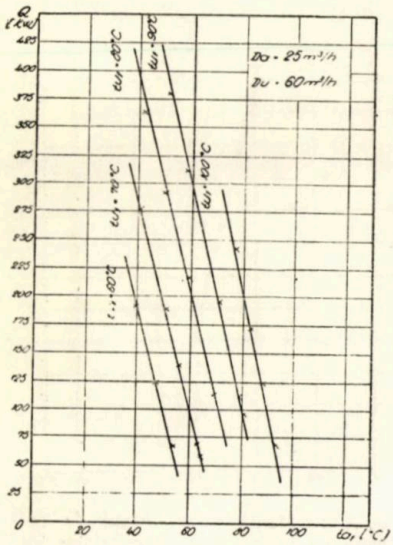


Fig. 5. $Q=f(t_{a1})$ pentru $D_a=25$ m³/h, $D_u=60$ m³/h la diferite valori t_{u1}, pentru răcitorul cu țevi de cupru.

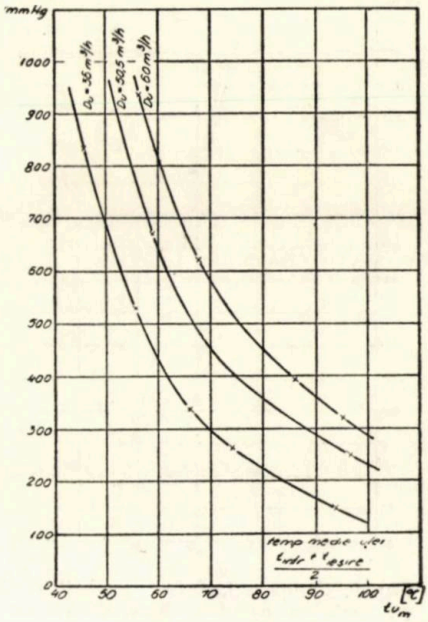


Fig. 6. Pierderile de sarcină hidraulică în răcitor, de partea uleiului.

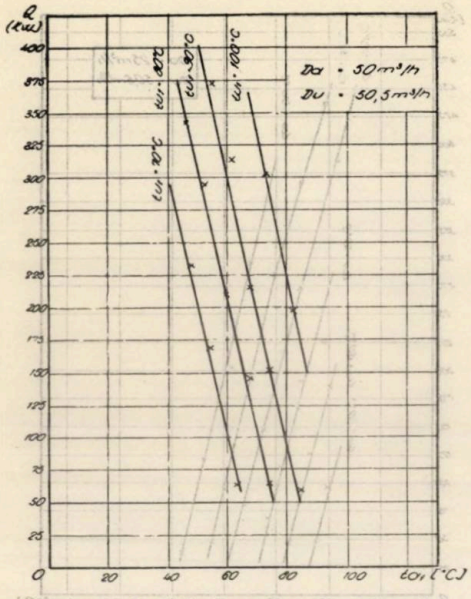


Fig. 7. $Q=f(t_{a1})$ pentru D_a=50 m³/h, D_u=50,6 m³/h la diferite valori t_{u1}, pentru răcitorul cu țevi de cupru.

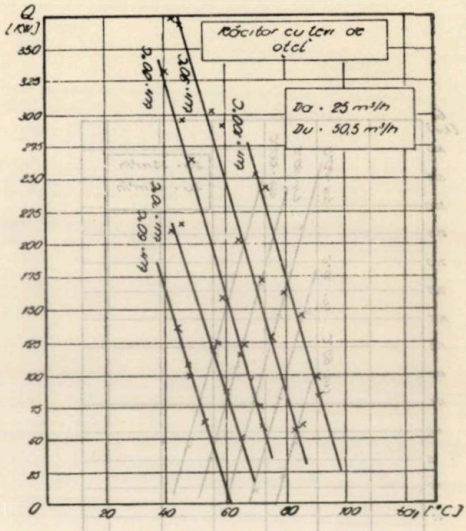


Fig. 8. $Q=f(t_{a1})$ pentru D_a=25 m³/h, D_u=50,6 m³/h la diferite valori t_{u1}, pentru răcitorul cu țevi de oțel.

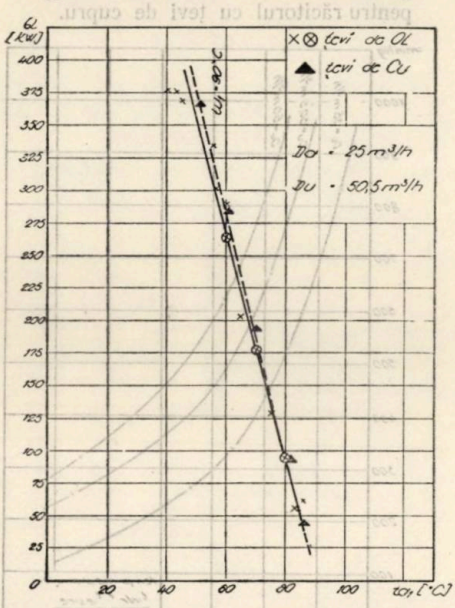


Fig. 9. Comparația între fluxul de căldură transmis în cazul răcitorului cu țevi de cupru și cu țevi de oțel: D_a=25 m³/h; D_u=50,6 m³/h; t_{u1}=90 °C.

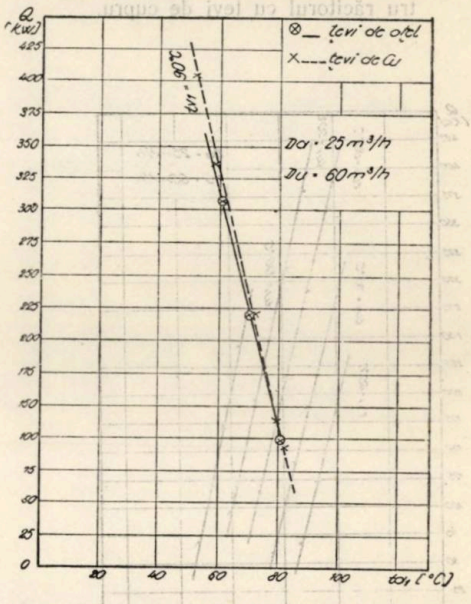


Fig. 10. Comparația între fluxul de căldură transmis în cazul răcitorului cu țevi de cupru și cu țevi de oțel; D_a=25 m³/h; D_u=60 m³/h; t_{u1}=90 °C.

de 15% a fluxului de căldură, pentru o creştere a debitului de ulei cu 40% (de la 36 m³/h la 50,6m³/h); dacă debitul de ulei se măreşte cu 67% (de la 36 m³/h la 60 m³/h), fluxul de căldură transmis creşte cu circa 22%. După cum rezultă din fig. 6, în care s-au reprezentat pierderile de sarcină hidraulică, produse în răcitor de partea uleiului, în funcţie de temperatura medie a uleiului, pentru cele trei debite de ulei luate în considerare, pierderile hidraulice cresc cu 60% dacă debitul de ulei se măreşte de la 36 la 50,6 m³/h şi cu 100% în cazul măririi debitului de la 36 la 60 m³/h, pentru $t_{um} = 85°C$. Creşterea rezistenţelor hidraulice este prin urmare mult mai mare decît mărirea fluxului de căldură. Se impune deci un calcul tehnico-economic pentru stabilirea debitului optim de ulei.

În figura 7 se arată fluxul de căldură schimbat în răcitorul cercetat, în cazul dublării debitului de apă (D_a=50 m³/h). Pentru regimul normal de funcţionare se constată o creştere a fluxului normal de căldură de numai circa 6% faţă de cazul din figura 4. Pierderea de presiune măsurată de partea apei este aproape independentă de temperatura apei şi se cifrează la circa 170 mm Hg pentru debitul de 25 m³/h şi la circa 470 mm Hg pentru debitul de 50 m³/h. Nu se poate realiza, prin urmare, o majorare a fluxului de căldură transmis în răcitor prin mărirea debitului de apă peste ~ 25 m³/h.

În figura 8 se arată fluxul de căldură schimbat între ulei şi apă într-un răcitor cu ţevi de oţel. Alura curbelor este aceeaşi ca şi în cazul răcitorului cu ţevi de cupru, valorile fluxului de căldură sînt însă ceva mai mici. În figurile 9 şi 10 s-au suprapus rezultatele obţinute pentru răcitorul cu ţevi de cupru (linie întreruptă) şi pentru răcitorul cu ţevi de oţel (linie plină), pentru cazul cînd $D_a = 25$ m³/h, $t_{u1} = 90°C$ iar $D_u = 50{,}6$ m³/h respectiv $D_u = 60$ m³/h. Punctele ⊗ reprezintă rezultatele obţinute în timpul unor încercări de durată, de 2 ore şi jumătate, valorile înscrise fiind media măsurătorilor din acel interval. Din ambele figuri se observă că răcitorul de ulei cu ţevi de oţel este inferior celui cu ţevi de cupru cu circa 7%.

În baza fluxului de căldură determinat, s-a calculat coeficientul de trecere a căldurii de la ulei la apă:

$$k = \frac{Q}{A_u \cdot \Delta t_m} \tag{2}$$

luîndu-se în considerare suprafaţa răcitorului spălată de ulei $A_u = 45{,}35$ m². Se poate calcula uşor coeficientul de trecere al căldurii de partea apei, ştiind că suprafaţa de contact dintre apă şi exteriorul ţevilor este $A_a = 15{,}6$ m². Diferenţa medie logaritmică de temperatură s-a calculat cu ajutorul relaţiei:

$$\Delta t_m = \varphi \cdot \frac{(t_{u1} - t_{a2}) - (t_{u2} - t_{a1})}{\ln \frac{t_{u1} - t_{a2}}{t_{u2} - t_{a1}}} \tag{3}$$

unde φ este un factor prin care se ia în considerare faptul că apa circulă faţă de ulei în contracurent încrucişat [2].

În figura 11 s-a reprezentat variaţia coeficientului de trecere a căldurii k în funcţie de temperatura de intrare a apei, la $t_{u1} = 90°C$ şi $D_a = 25$ m³/h,

pentru trei debite ale uleiului. Se observă o creştere pronunţată a lui k cu majorarea debitului de ulei.

În figura 12 se arată variaţia lui k în funcţie de t_{a1}, pentru $t_{u1} = 80°C$ şi $D_u = 50{,}6$ m³/h, la două debite de apă. Prin creşterea debitului de apă cu 100% se obţine o majorare a coeficientului de trecere a căldurii neînsemnată.

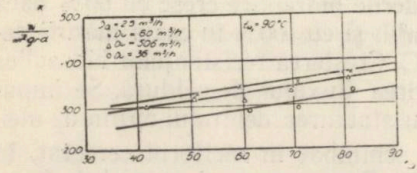


Fig. 11. $k = f(t_{a1})$ la $D_a = 25$ m³/h ; $t_{u1} = 90$ °C, pentru trei debite de ulei.

În fig. 13 se compară valorile lui k, obţinute pentru două debite de ulei, pentru diferite temperaturi t_{a1}, la $D_a = 25$ m³/h şi $t_{u1} = 90°C$, pentru răcitorul cu ţevi de cupru şi cel cu ţevi de oţel. Se constată că în cazul ţevilor din cupru valorile coeficientului de trecere a

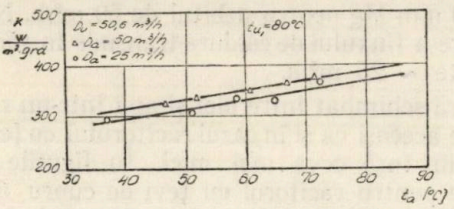


Fig. 12. $k = f(t_{a1})$ la $D_u = 50{,}6$ m³/h, $t_{u1} = 80$ °C, pentru 2 debite de apă.

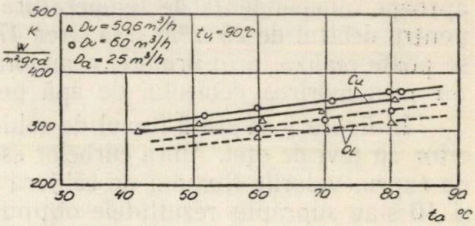


Fig. 13. Comparaţia între valorile coeficientului de trecere a căldurii obţinute pentru răcitorul cu ţevi de cupru şi pentru răcitorul cu ţevi de oţel.

căldurii sînt cu circa 10% mai mari decît cele corespunzătoare ţevilor din oţel.

CONCLUZII

1. Răcitorul cu ţevi din cupru cercetat, realizează performanţele impuse; la $t_{a1} = 70°C$, $t_{u1} = 90°C$, $D_u = 60$ m³/h şi $D_a = 25$ m³/h transmite un flux de căldură de $Q = 200$ kW, faţă de $Q = 210$ kw, prescris pentru un debit de ulei $D_u = 68$ m³/h, restul condiţiilor fiind aceleaşi.

2. Prin înlocuirea ţevilor de cupru cu ţevi de oţel se reduce fluxul de căldură schimbat cu circa 7%, în timp ce coeficientul de trecere a căldurii se micşorează cu circa 10%.

3. Coeficientul de trecere a căldurii poate fi majorat prin mărirea vitezei uleiului, în timp ce mărirea vitezei apei are o influenţă neglijabilă. Aceasta denotă că viteza apei, corespunzătoare debitului de 25 m³/h, se află deja în zona de saturaţie termică a radiatorului, în timp ce vitezele uleiului se află sub valorile corespunzătoare saturaţiei termice.

4. Judecînd problema numai din punct de vedere al transmiterii căldurii, ţevile de cupru ar putea fi înlocuite cu ţevi de oţel, dacă se măreşte în acelaşi timp debitul de ulei care circulă prin răcitor.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Vlădea, O. Nowy, Studiul răcitorului de ulei de tip BEHR. Acad. RPR. Baza Timişoara. Studii şi cercetări — ştiinţe tehnice Tom. X 1963 nr. 2.
2. * * * V.D.I. — Wärmeatlas; Berechnungs-Blätter für den Wärmeübergang 1963 D. Ing. Verlag Düsseldorf.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ МАСЛООХЛАДИТЕЛЯ ТИПА BEHR ДЛЯ ТЕПЛОВОЗА С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 0-60-ДА

(РЕЗЮМЕ)

Исследовались два маслоохладителя, один с медными и другой со стальными трубами. Для обоих вариантов был определен теплообмен между маслом и водой при различных температурах и скоростях масла, а также для различных условий температуры и скорости воды.

Охладитель со стальными трубами, по сравнению с охладителем с медными трубами, имеет теплообменный поток на 7% меньше, в то время как коэффициент переноса тепла уменьшается приблизительно на 10%.

Путем увеличения скорости масла, по сравнению с нормальным рабочими условиями, коэффициент переноса тепла может быть повышен, в то время как увеличение скорости воды имеет пренебрежимое влияние на эту величину.

EXPERIMENTELLES STUDIUM DES ÖLKÜHLERS „BEHR" FÜR DIE DIESELELEKTRISCHE LOKOMOTIVE 0-60-DA

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wurden zwei Ölkühler, Konstruktion „BEHR", der eine mit Kupferrohren und der zweite mit Stahlrohren, untersucht; für beide Ausführungen wurde die, zwischen Öl und Wasser, ausgetauschte Wärme, für verschiedene Öl- und Wassergeschwindigkeiten, sowie für verschiedene Öl- und Wassertemperaturen, bestimmt.

Der Stahlrohrkühler hat im Vergleich zum Kupferrohrkühler einen um 7% kleineren Wärmefluss und eine um 10% kleinere Wärmeübergangszahl.

Die Wärmeübergangszahl kann durch Erhöhung der Ölgeschwindigkeit noch vergrössert werden, während eine Vergrösserung der Wassergeschwindigkeit ohne Einfluss auf die Wärmeübergangszahl bleibt.

4. Judecînd problema numai din punct de vedere al transmiterii căldurii, ţevile de cupru ar putea fi înlocuite cu ţevi de oţel, dacă se măreşte în acelaşi timp debitul de ulei care circulă prin răcitor.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Vlădea, O. Nowy, Studiul răcitorului de ulei de tip BEHR. Acad. RPR. Baza Timişoara. Studii şi cercetări — ştiinţe tehnice Tom. X 1963 nr. 2.
2. * * * V.D.I. — Wärmeatlas; Berechnungs-Blätter für den Wärmeübergang 1963 D. Ing. Verlag Düsseldorf.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ МАСЛООХЛАДИТЕЛЯ ТИПА ВЕНР ДЛЯ ТЕПЛОВОЗА С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ 0-60-ДА

(РЕЗЮМЕ)

Исследовались два маслоохладителя, один с медными и другой со стальными трубами. Для обоих вариантов был определен теплообмен между маслом и водой при различных температурах и скоростях масла, а также для различных условий температуры и скорости воды.

Охладитель со стальными трубами, по сравнению с охладителем с медными трубами, имеет теплообменный поток на 7% меньше, в то время как коэффициент переноса тепла уменьшается приблизительно на 10%.

Путем увеличения скорости масла, по сравнению с нормальным рабочими условиями, коэффициент переноса тепла может быть повышен, в то время как увеличение скорости воды имеет пренебрежимое влияние на эту величину.

EXPERIMENTELLES STUDIUM DES ÖLKÜHLERS „BEHR" FÜR DIE DIESELELEKTRISCHE LOKOMOTIVE 0-60-DA

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wurden zwei Ölkühler, Konstruktion „BEHR", der eine mit Kupferrohren und der zweite mit Stahlrohren, untersucht; für beide Ausführungen wurde die, zwischen Öl und Wasser, ausgetauschte Wärme, für verschiedene Öl- und Wassergeschwindigkeiten, sowie für verschiedene Öl- und Wassertemperaturen, bestimmt.

Der Stahlrohrkühler hat im Vergleich zum Kupferrohrkühler einen um 7% kleineren Wärmefluss und eine um 10% kleinere Wärmeübergangszahl.

Die Wärmeübergangszahl kann durch Erhöhung der Ölgeschwindigkeit noch vergrössert werden, während eine Vergrösserung der Wassergeschwindigkeit ohne Einfluss auf die Wärmeübergangszahl bleibt.

CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND GRANULOMETRIA PICĂTURILOR DE APĂ IN TURNURILE DE RĂCIRE IN CURENT INCRUCIŞAT

DE

I. VLĂDEA, C. UNGUREANU, N. OANCEA, D. NEGRU

Notaţii

d – [m] – diametrul,
d_a – [mm] – diamertul aparent,
d_r – [mm] – diametrul real,
d_i – [mm] – diametrul mediu de grup,
d_{ms} – [mm] – diametrul mediu Sauter,
d_{mv} – [mm] – diamertrul mediu Vitman,
d' – [mm] – parametrul granulaţiei,
n – parametrul granulaţiei,
ρ_a – [kg/m³] – densitatea aerului,
W – [m/s] – viteza relativă,
σ – [N/m] – tensiunea superficială,
N_i – numărul de picături cu diametrul mediu de grup d_i,
N – numărul total de picături,
m_i – [kg] – masa picăturilor cu diametrul mediu de grup d_i,
m – [kg] – masa totală a picăturilor,
S_i – [m²] – suprafaţa picăturlor avînd diametrul mediu de grup d_i,
S – [m²] – suprafaţa norului de picături,
Σ – [m²/kg] – suprafaţa specifică a norului de picături,
R_i – % – restul masic.

1. CONSIDERAŢII GENERALE

Turnurile de răcire în curent încrucişat, deşi oferă în condiţii identice o răcire mai slabă şi o eficienţă mai mică decît cea obţinută în cazul turnurilor cu contracurent, permit o dezvoltare pe verticală a sistemului de răcire. În cazul densităţilor mari ale ploii, prin această dezvoltare pe verticală se micşorează mult viteza de trecere a aerului şi deci şi pierderile de sarcină pe partea aerului, proces cu efect economic important dacă se ţine seama de debitele colosale de aer vehiculate prin turn.

Mai mult, dotarea unei centrale cu turnuri de răcire în curent încrucişat conduce la o mai bună folosire a teritoriului acesteia, la conducte mai scurte şi deci mai ieftine, argumente care aduc economii destul de importante.

Cercetările întreprinse urmăresc să determine influenţa umpluturii turnului şi a sistemului de distribuţie a apei asupra uniformităţii distribuţiei apei şi a granulometriei picăturilor.

2. DESCRIEREA INSTALAŢIEI ŞI A METODEI EXPERIMENTALE

Instalaţia experimentală, reprezentată schematic în fig. 1, a urmărit realizarea în mărime naturală a unui compartiment dintr-un turn de răcire în curent încrucişat. Din bazinul *1* apa, aspirată de pompa de circulaţie *2* este îm-

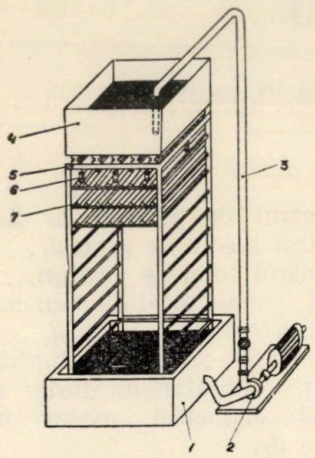


Fig. 1. Schema instalaţiei experimentale.

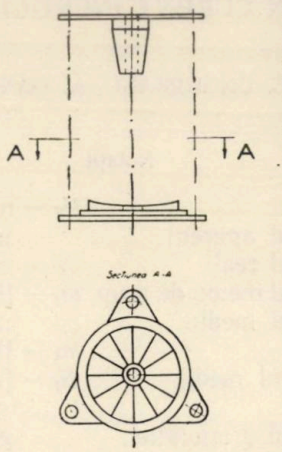


Fig. 2. Ajutaje cu farfurioară (ISPE-A)

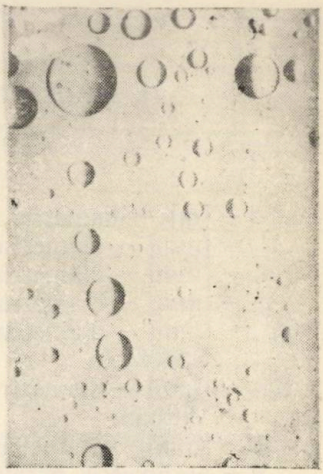


Fig. 3. Picături captate (ISPE-B).

pinsă prin conducta *3* spre rezervorul de nivel constant *4*, de unde ajunge la duzele de stropire *6*. Atît rezervorul *4* cît şi şipcile de azbociment *7*, sînt aşezate pe un schelet metalic adecvat *5*, de formă paralelipipedică cu dimensiunile 2,5× ×2,4×10 m.

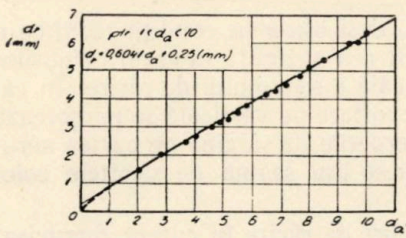


Fig. 4. Diametrul real al picăturii (d_r) în funcţie de diametrul aparent (d_a)

Şipcile cu lăţimea de 90 mm obţinute prin tăierea corespunzătoare a plăcilor de azbociment ondulate, au fost dispuse alternativ în zece etaje distanţate între ele la 400 mm. Pasul pe orizontală între şipci s-a menţinut constant de 180 mm.

La primele încercări s-au folosit ajutaje de stropire simple cu diametrul ⌀20 mm montate la distanţa de 900 mm între ele, spargerea vînei de apă făcîn-

du-se direct pe șipci. Pentru încercările ulterioare s-a micșorat pasul între ajutaje la 750 mm, diametrul ajutajului s-a mărit la 24 mm, iar pentru spargerea primară a vînei de apă s-a montat sub ajutaj o farfurie ceramică prevăzută cu șanțuri pe margine (fig. 2).

Încercările experimentale au urmărit determinarea densității de stropire și dimensiunile picăturilor de apă, formate la diverse aparate de stropire sau regimuri de funcționare. Pentru comparația dimensiunilor picăturilor s-au făcut încercări și pe un turn de răcire sistem Hamon de la C.E.T. Craiova.

Densitatea de stropire s-a determinat prin captarea picăturilor în 49 tuburi cilindrice din material plastic, cu diametrul interior de 48 mm, dispuse într-o ramă metalică cu distanța între axe de 105 mm. Întregul ansamblu, rama de captare și tuburile cilindrice, a fost introdus în zona de lucru cu ajutorul unui dispozitiv simplu de rulare. Cantitatea de apă captată în unitatea de timp s-a determinat prin cîntărire, înainte și după captare.

Captarea picăturilor s-a făcut la nivelul X, suparafața secțiunii împărțindu-se în 9 zone la primele încercări și în 4 zone la următoarele. În timpul încercărilor s-a variat numărul rîndurilor de șipci pe verticală de la 2 la 9 rînduri. Toate măsurătorile au fost făcute numai în regim stabilizat.

Una din condițiile principale urmărite în construcția instalației de stropire a apei în turnurile de răcire, constă în asigurarea unei suprafețe cît mai mari pentru contactul apei cu aerul care o răcește. De aceea, pentru aprecierea justă a construcției aparatului de stropire este necesar să se determine suprafața specifică Σ a norului de picături format.

În acest scop, cu ajutorul unui dispozitiv cu perdea s-au captat pe plăci de sticlă, acoperite cu lichidul lui Bloch [1] circa 80 000 de picături.

Diametrul picăturilor captate fiind de ordinul milimetrilor, fotografierea lor s-a făcut în mărime naturală pe un film document.

În fig. 3 sînt redate, în mărime naturală picături obținute de la încercările făcute cu ajutaje și farfurioare pentru o densitate medie a ploii de 9 $t/m^2.h$.

Reproducerea picăturilor la o scară mărită a ușurat operația de numărare și a redus eroarea de măsurare a diametrului acestora.

Deoarece picăturile mari se turtesc, diametrul aparent d_a este mai mare decît diametrul real al sferei d_r, care are același volum ca și picătura turtită. Din această cauză s-au făcut determinări pentru stabilirea corecției. Pe plăcuța de captare, acoperită cu lichidul lui Bloch, s-au format cu ajutorul unei pipete picături de diametre diferite, care au fost cîntărite fiecare în parte pe o balanță analitică și apoi fotografiate. Prelucrarea rezultatelor a evidențiat existența unei dependențe liniare de forma:

$$d_r = 0{,}6041 \cdot d_a + 0{,}25 \text{ (mm)} \qquad (1)$$

redată grafic în fig. 4, dependență valabilă pentru $(1 < d_a < 10)$ mm.

Pentru diametre mai mici de 1 mm picătura își menține aproximativ forma sferică, iar picături mai mari de 10 mm nu au fost întîlnite.

3. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

3.1 *Densitatea de stropire*, reprezentată grafic pentru fiecare regim, după 21 direcții în cazul folosirii ajutajelor simple și după 14 direcții în cazul ajutajelor cu farfurioară, prezintă variații accentuate de-a lungul unei direcții, variații care pot merge de la simplu la dublu și chiar mai mult (fig. 5).

Pentru a scoate în evidență și mai pregnant neuniformitatea densității de stropire s-au reprezentat pentru fiecare regim încercat curbele de izodensitate. În figurile 6 și 7 sînt redate curbele de izodensitate obținute pentru cazul folosirii unui sistem de stropire cu și fără farfurioare pentru spargerea primară a vînei de apă, turnul fiind încărcat cu 7 rînduri de șipci. În ambele cazuri se remarcă zone de maximă densitate de stropire situate la marginile șipcilor și altele de minimă densitate, amplasate de regulă în zona de umbră a șipcilor.

Încercările făcute folosind ajutaje cu și fără farfurioare, au evidențiat că în ultimul caz neuniformitatea repartizării densității este cu mult mai mare decît în primul caz. Dacă numărul rîndurilor de șipci pe verticală este mai mare decît 4 gradul de uniformitate al stropirii crește din ce în ce mai puțin.

Micșorarea pasului între ajutaje de la 900 mm la 750 mm, chiar în condițiile măririi diametrului ajutajului, determină o creștere sensibilă a uniformității încărcării turnului și duce la sporirea coeficientului său de utilizare.

3.2. *Finețea pulverizării.* Diametrele picăturilor de apă formate în turn au o importanță deosebită pentru funcționarea acestuia, deoarece pe de o parte determină mărimea suprafeței de schimb de căldură între apă și aer, iar pe de altă parte influențează în mod direct asupra cantității de apă antrenată de curentul de aer care părăsește turnul de răcire.

Dimensiunile picăturilor de apă, pentru o temperatură dată, depind de condițiile de formare, de viteza deplasării lor față de mediul înconjurător și de densitatea acestui mediu. Într-un turn de răcire cu stropire, dacă se face abstracție de descompunerea primară a vînei de apă la izbirea farfurioarelor, există două surse principale de formare a picăturilor: stropii formați din ciocnirea picăturilor la căderea pe șipci și picăturile desprinse de pe marginea șipcilor. Indiferent de modul cum se formează picătura, sub acțiunea forțelor tensiunii superficiale, ea capătă o formă sferică și numai la o viteză mare de cădere, sub influența forțelor de rezistență a mediului înconjurător, picătura se deformează, primind aspectul unui elipsoid comprimat în direcția mișcării.

Berman [2] afirmă, pe bună dreptate, că vitezele relative ale picăturilor în turnurile de răcire prin stropire nu ajung la mărimi la care să se observe comprimarea vizibilă a picăturii și cu atît mai mult, descompunerea lor în picături mai mici. De altfel, admițînd ca valabilă afirmația lui Troesch [3], descompunerea unei picături de lichid nu poate avea loc decît la depășirea valorii critice a cifrei Weber ($We=\rho_a \cdot w^2 \cdot d/\sigma$), care rămîne mult superioară valorilor obținute în condițiile turnurilor de răcire. De aici rezultă că pentru dimensiunile picăturilor, determinante sînt condițiile de formare a acestora, adică forma barelor, geometria sistemului de irigare și sarcina hidraulică a acestuia.

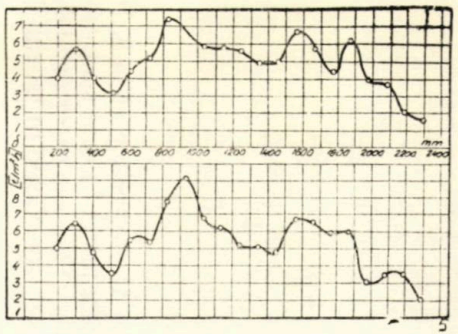


Fig. 5. Variația densității de stropire pe direcția *C*.

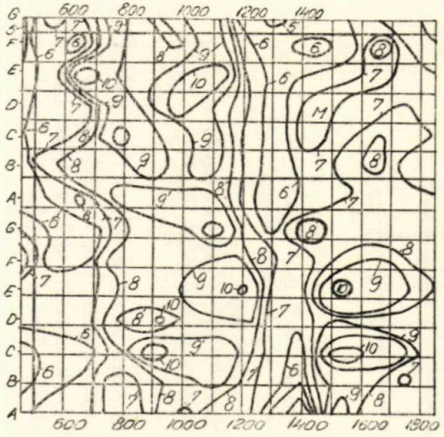


Fig. 6. Curbe de izodensitate (regim ISPE-A).

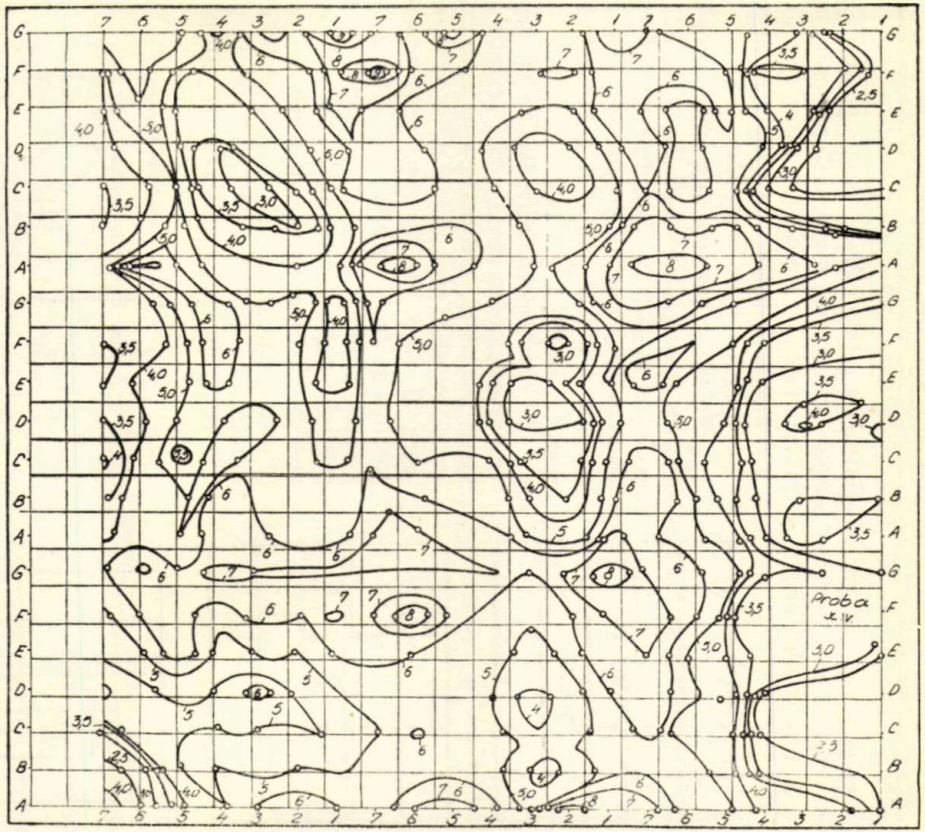


Fig. 7. Curbe de izodensitate (regim ISPE-B).

La prelucrarea datelor experimentale privind dimensiunile picăturilor s-au avut în vedere două aspecte: finețea pulverizării, exprimată printr-o anumită valoare a diametrului mediu și uniformitatea pulverizării, caracterizată printr-o anumită distribuție a numărului picăturilor în funcție de diametru.

Folosind practica împământenită în cercetarea pulverizării lichidelor cu ajutorul injectoarelor, pentru caracterizarea finețiii de pulverizare a norului de picături s-a folosit diametrul mediu Sauter (d_{ms}) și diametrul mediu Vitman (d_{mv}) [4].

În cazul încercărilor făcute cu sistemul de pulverizare cu ajutaje fără farfurii s-a urmărit în primul rînd măsura în care pulverizarea se realizează uniform în volumul de lucru al turnului. În acest sens probele de picături au fost captate, după două direcții perpendiculare, A și B, dispuse în planul secțiunii turnului la nivelul X, cît și după verticala ce trece prin centrul acestei secțiuni, (direcția C). Distanțele dintre punctele de captare, au fost de 400 mm atît în planul orizontal, cît și pe verticală. În ultimul caz

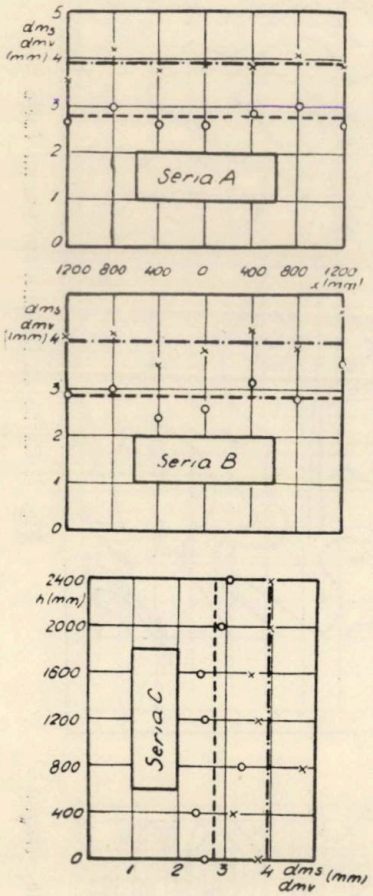


Fig. 8. Variația diametrului mediu Sauter (d_{ms}) și a diametrului mediu Vitman (d_{mv}) pe orizontală și verticală:
o — diametrul mediu Sauter (d_{ms});
x — diametrul mediu Vitman (d_{mv});

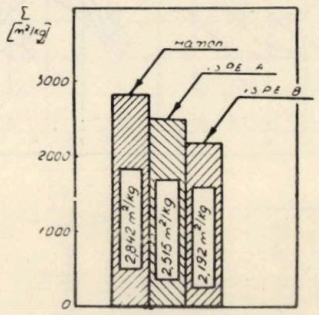


Fig. 9. Suprafața specifică a norului de picături Σ, la experiențele Hamon, ISPE-A și ISPE-B.

numărul rîndurilor de șipci pe verticală a fost micșorat progresiv pînă la 3. În fig. 8 s-au reprezentat valorile d_{ms} și d_{mv} pentru fiecare punct în care s-au captat picături, corespunzător celor trei serii de încercări. Punctele experimentale se distribuie destul de bine în jurul unor valori medii, specificate în tabelul 1.

Tabelul 1

Valorile diametrelor medii ale picăturilor

Denumirea seriei de încercări		Diametrul mediu Sauter d_{ms} mm	Diametrul mediu Vitman d_{mv} mm	Suprafața specifică norului de picături m^2/kg	Observații
Cu ajutaje ⌀ 20 fără farfurioare (ISPE-B)	Direcția *A*	2,76	3,89	2,195	încercări pe stația pilot cu șipci de azbociment ondulate
	Direcția *B*	2,82	3,99	2,123	
	Direcția *C*	2,76	3,92	2,164	
	Rezultatul global (seria *A*+*B*+*C*)	2,74	3,90	2,192	
Cu ajutaje ⌀ 24 cu farfurioare (ISPE-A)		2,345	3,25	2,515	idem
În turn Hamon		2,11	2,95	2,842	Încercări la CET Craiova cu șipci Hamon

Aceste rezulate au o importanță deosebită deoarece ele arată că, nu există zone preferențiale, pulverizarea făcîndu-se uniform în aproape întreg volumul de lucru al turnului, iar probele de picături pot fi luate oriunde sub nivelul III de șipci. Pe baza acestor concluzii, la încercările făcute cu ajutaje ISPE cu farfurioare și ajutaje Hamon, probele au fost luate la nivelul de bază în puncte arbitrar alese.

Compararea celor trei serii de încercări, din punct de vedere al suprafeței specifice a norului de picături Σ (m^2/kg), este redată sugestiv în fig 9, din care rezultă că cele mai avantajoase condiții pentru schimbul de căldură și masă îl oferă sistemul Hamon, urmat îndeaproape de sistemul propus de ISPE, care folosește ajutaje cu farfurioare. Opiniem că diferența calitativă,care apare între cele două sisteme, se datorează profilului deosebit al șipcilor.

Legat de problema dimensiunii picăturilor care apar în procesul de funcționare al turnului, prezintă importanță și cunoașterea diametrului maxim al picăturilor. Din observațiile făcute vizual, cît și din unele încercări speciale de captare, a rezultat că picăturile de diametru maxim se desprind de pe marginile șipcilor. Diametrul maxim al acestor picături nu depășește 7,5 mm. Aceasta confirmă concluziile cercetărilor experimentale făcute de Berman, Neumann și Solinger, Heibel etc. că picăturile desprinse de pe șipci au diametre mai mici decît valorile rezultate din relația lui Lovstein (8–9 mm) [2].

3.3. *Uniformitatea pulverizării.* În procesul de descompunere al vînelor de apă și al picăturilor la ciocnirea cu încărcătura de șipci din turn, apar o mulțime de picături ale căror diametre variază de la cîțiva microni la cîțiva milimetri.

Diametrul mediu Sauter al norului de picături caracterizează insuficient dispersia acesteia, deoarece pentru același diametru mediu sînt posibile o mulțime de distribuții ale numărului de picături după dimensiuni.

Cercetările asupra procesului de pulverizare urmăresc să pună la dispoziție elementele necesare studiului procesului de schimb de căldură și substanță dintre aer și apă. Acest lucru nu este posibil însă fără cunoașterea amănunțită a dispersiei norului de picături format în procesul de pulverizare.

Pe de altă parte, cantitatea de apă antrenată sub forma de picături mici de către aerul, care ventilează turnul, este în strînsă legătură cu distribuția numărului de picături după dimensiuni. Încercările făcute la turnul Hamon, montat la CET Craiova la un vînt în rafale cu viteza între 4 și 6 m/s, au evidențiat faptul că diametrul maxim al picăturilor antrenate nu a depășit 2 mm. După cum se vede din fig. 10, cu toate că circa 60% din numărul total de picături antrenate (au fost captate aproximativ 2 600 picături) au diametrul cuprins între 0 și 0,5 mm, totuși ele reprezintă mai puțin de 5% din masa totală a picăturilor.

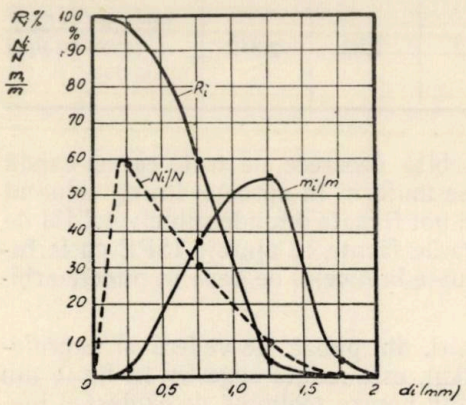


Fig. 10. Dependența experimentală $R_i = f(d_i)$; $\frac{N_i}{N} = f(d_i)$ și $\frac{m_i}{m} = f(d_i)$ pentru picăturile de apă antrenate la turnul Hamon.

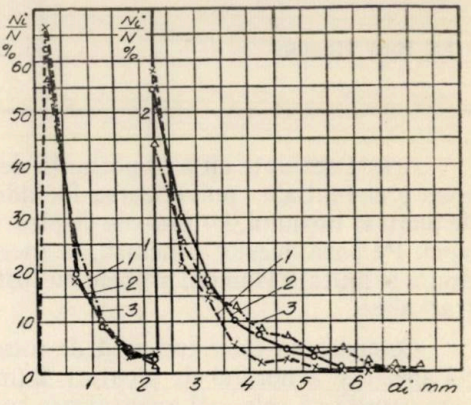


Fig. 11. Dependența experimentală $\frac{N_i}{N} = f(d_i)$; *1* — Sistem Hamon; *2* — Sistem ISPE-A; *3* — Sistem ISPE-B.

O situație similară din punct de vedere al distribuției picăturilor după dimensiuni se întîlnește și în cazul captării picăturilor din interiorul turnului. În fig 11 este reprezentată variația raportului $\frac{N_i}{N} = f(d_i)$.

Distribuția numărului de picături după dimensiuni se reflectă în ceea ce privește repartizarea suprafeței și masei în funcție de diametrul mediu de grup al picăturilor.

Din fig. 12 unde se reprezintă $\frac{S_i}{S} = f(d_i)$ rezultă că raportul dintre suprafață S_i a picăturilor cu diametrul d_i și suprafața totală S a norului de pică-

turi prezintă un maxim în cazul sistemului Hamon la un diametru mediu de grup $d_i = 1{,}25$ mm, pe cîtă vreme în cazul sistemului ISPE-A maximul se micşorează şi se deplasează la diametrul mediu de grup 1,75 mm.

Deşi în cazul sistemului ISPE-B maximul raportului S_i/S se situează la acelaşi diametru de grup ca şi în cazul sistemului Hamon, valoarea sa este mai mică cu 20%.

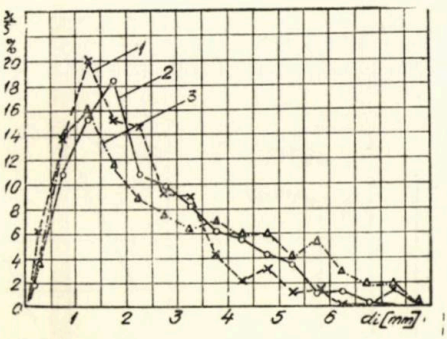


Fig. 12. Dependenţa experimentală $\frac{S_i}{S} = f(d_i)$:

1 — Sistem Hamon; *2* — Sistem ISPE-A; *3* — Sistem ISPE-B.

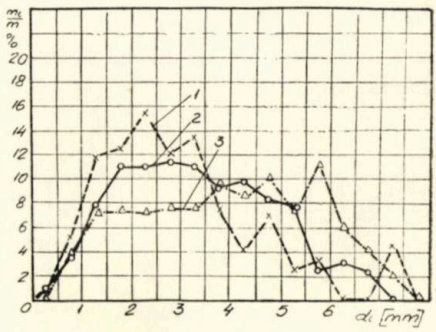


Fig. 13. Dependenţa experimentală $\frac{m_i}{m} = f(d_i)$:

1 — Sistem Hamon; *2* — Sistem ISPE-A; *3* — Sistem ISPE-B.

Pentru diametrul mediu de grup mai mare de 3,25 mm se observă de asemenea o situaţie mai defavorabilă la sistemul ISPE-A şi ISPE-B în comparaţie cu sistemul Hamon.

Analiza curbelor din fig. 13 unde se reprezintă dependenţa $\frac{m_i}{m} = f(d_i)$ evidenţiază faptul că cele mai bune rezultate se obţin la sistemul Hamon (curba 1), unde majoritatea apei se găseşte în picăturile cu diametrul pînă la 3,25 mm, atingînd un maxim pentru $d_i = 2{,}25$ mm. Curba *2*, corespunzătoare pulverizării folosind duze cu farfurioară, este mai aplatizată decît cea obţinută pentru turnul Hamon, dar în orice caz indică o situaţie cu mult mai favorabilă, decît în cazul folosirii duzelor fără farfurioară, cînd majoritatea apei se găseşte în picături cu diametrul între 3 şi 6 mm.

Dacă se notează cu R_i restul pînă la 100% a raportului dintre masa picăturilor, care au diametrul mare sau egal cu d_i, şi masa tuturor picăturilor, reprezentînd grafic funcţia $R_i = f(d_i)$ (fig. 14) se pune în evidenţă de asemenea superioritatea sistemului Hamon faţă de celelalte sisteme încercate. Se observă

că la sistemul Hamon 50% din cantitatea totală de apă se găsește în picăturile cu diametru mai mic de 2,5 mm, pe cînd la sistemul ISPE-A – numai 40%, iar la sistemul ISPE-B – numai 30%.

Referitor la distribuția picăturilor după dimensiuni, trebuie precizat că pînă în prezent nu s-a elaborat o teorie definitivă și de cele mai multe ori se apelează la unele expresii matematice empirice, care corespund mai mult sau mai puțin distribuției reale. În ultimul timp se preferă valorificarea analizelor granulometrice folosind rețeaua dublu logaritmică Rosin-Rammler-Bennet [5]. În această rețea de granulație (fig 15) în ordonată este reprezentată valoarea logaritmului dublu al inversului restului R_i $\left(\ln \ln \frac{100}{R_i}\right)$ scris fiind numai R_i, iar în abscisă logaritmul diametrului picăturii ($\ln d_i$), scris fiind însă chiar diametrul d_i.

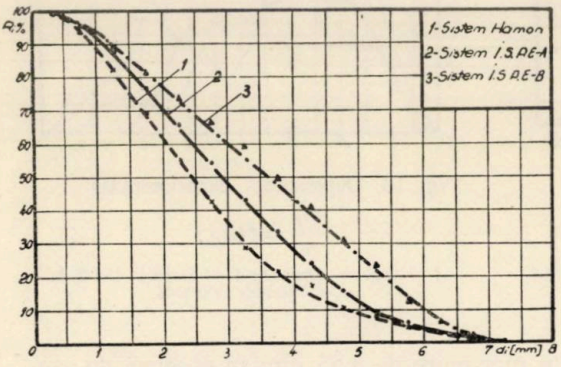


Fig. 14. Dependența experimentală $R_i = f(d_i)$.

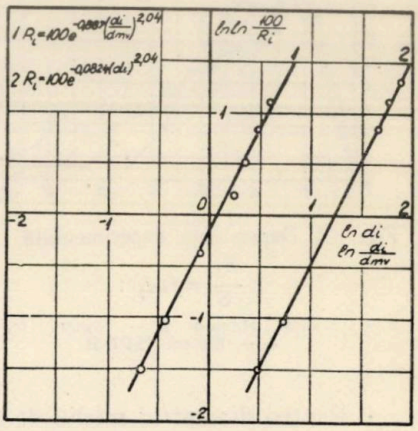


Fig. 15. Prelucrarea rezultatelor în rețeaua dublu logaritmică Rosin-Rammler-Benet.

Punctele experimentale, reprezentate în această rețea de granulație, se așează foarte bine în jurul unei drepte, ceea ce înseamnă că distribuția picăturilor după dimensiuni respectă legea exponențială R.R.S. (Rosin-Rammler-Sperling).

$$R_i = 100\, e^{-\left(\frac{d}{d'}\right)^n}.$$

Intersecția acestei drepte cu paralela Benett $\left(R_i = \frac{100}{e} = 36{,}8\%\right)$ determină valoarea parametrului d', iar mărimea argumentului n [se citește pe scara marginală a lui Puffe, ducînd prin polul P situat sub axa absciselor, o paralelă la dreapta R.R.S. [5].

În tabelul 2 se dau valorile lui d' și n precum și funcțiile $R_i = f(d_i)$, pentru cele trei cazuri studiate.

Tabelul 2

Ecuația curbelor de distribuție

Nr. crt.	Sistem	d'	n	Ri
1	Hamon	3	1,96	$R_i = 100\, e^{-0,1106(d_i)^{1,96}}$
2	ISPE-A	3,8	3,04	$R_i = 100\, e^{-0,0824(d_i)^{2,04}}$
3	ISPE-B	4	2,00	$R_i = 100\, e^{-0,0625(d_i)^{2,00}}$

4. CONCLUZII

Prin încercările efectuate s-a evidențiat importanța deosebită a geometriei sistemului de irigare (ajutaje, șipci) asupra granulometriei picăturilor și a uniformității repartiției apei în turn, parametri importanți în proiectarea și exploatarea turnului de răcire prin stropire cu curent încrucișat.

Sistemul de stropire ISPE-A (cu farfurii) este mult mai bun decît sistemul ISPE-B (fără farfurii), apropiindu-se prin performanțele realizate de sistemul Hamon.

Cercetările vor fi continuate pentru elucidarea deplină a tuturor influențelor oferite de geometria sistemului de irigare, în vederea stabilirii unei soluții optime.

Primită la redacție la 7. III. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. L. A. Vitman ș. a., *Raspîlvanie jilkovo topliva pneumaticeskimi forsunkami- Voprosî aerodinamiki i teploperedacii v kotelnotopocinîh proțesah*, Moskva, Gosenergoizdat, 1958.
2. L. D. Berman, *Isledovanie rabocih proțesov gradiren..*
3. H. Troesch, Chemie-Ingenieur-Technik, 26, nr. 6 (supl.), pag. 311—320, anul 1954.
4. N. Pănoiu ș. a., *Instalații de ardere*, Ed. tehnică, București, 1968.
5. E. Rammler ș. a., Energietechnik 1956, nr. 2, pag. 59—63.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРАДИРЕН С ПОПЕРЕЧНЫМ ПОТОКОМ

(РЕЗЮМЕ)

Для термического усовершенствования градирень с поперечным потоком было экспериментально определено на испытательной станци в масштабе 1/1, влияние наполнения градирни и распределительного

устройства водой на кривые изоплотности и кривые гранулометрического распределения капел. Испытания проводились с введением волнообразных планок и планок по системе Гамона.

Кривые гранулометрического распределения капель могут быть использованы при проектировании градирень с поперечным потоком для расчета коэффициента объемного термического переноса.

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN AN QUERSTROMKÜHLTÜRMEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Zur thermischen Optimisierung der Querstromkühltürme, wurde an einer Versuchsanlage in Massstab 1 : 1 der Einfluss der Turmfüllung und des Verteilungssystems des Wassers auf die Kurven der gleichen Regendichte und auf die Verteilung der Tropfengrösse, untersucht. Die Versuche wurden an gewellten Latten und an Latten System Hamon, durchgeführt.

Die Verteilungskurven der Tropfenfeinheit können bei der Auslegung von Querstromkühltürmen zur Berechung der Wärmeübergangszahl auf eine Turmvolumeneinheit bezogen, verwendet werden.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL POSIBILITĂȚILOR DE ARDERE A COMBUSTIBILILOR GREI INDIGENI ÎN MOTOARELE DIESEL CU ANTECAMERĂ

DE

T. RAICA, A. FERENCZ

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Datorită randamentului ridicat motorul Diesel este folosit în cele mai diferite domenii. Utilizarea lui este cu atît mai economică, cu cît permite folosirea unui combustibil mai ieftin, luînd anumite măsuri.

Prețul combustibilului greu, pe unitate de căldură, este de 1/2 pînă 3/4 din al motorinei, astfel că utilizarea lui în motoarele Diesel funcționînd un număr mare de ore anual devine foarte avantajoasă.

Proprietățile fizico-chimice specifice combustibilului greu sînt [6]: vîscozitate mare, punct de congelare ridicat, indice Conradson mare, conținut mare de cenușe, sulf și asfalt tare; volatilitate și cifră cetanică redusă, valorile lor fiind deosebite pentru sortimentele fabricate în diferite țări și pentru diferite zăcăminte de petrol.

Dezavantajele mai importante produse de aceste proprietăți sînt:

– Vîscozitatea mare face manipularea combustibilului mai dificilă și influențează curățirea lui prin decantare și centrifugare. Aceste neajunsuri se remediază prin încălzire pentru mărirea fluidității [6].

– Indicele Conradson mare provoacă formarea de depozite de calamină pe injectoare și piston, împiedicînd funcționarea normală a motorului și accelerînd uzura.

– Sulful din combustibil mărește uzura prin acțiunea corozivă a compușilor acestuia și prin acțiunea abrazivă a depozitelor de cocs care se întăresc sub acțiunea sulfului.

Pentru motoarele rapide de automobil, care funcționează la regimuri termice mai reduse, conținutul de sulf din combustibil este limitat la (0,2–0,3)%. Pentru motoarele de locomotivă conținutul de sulf poate fi de 0,5 – 1% [3]. Pentru un conținut de sulf mai mare de 1% este nevoie de un ulei alcalin (40–60 mg KoH/g), folosit în circuit separat pentru ungerea cilindrului [6].

— Conținutul de cenușe este limitat la 0,1 — 0,2%. Elementele care produc cenușe sînt conținute în combustibil sub formă de compuși chimici în soluție, astfel că nu pot fi extrase. Ele favorizează abraziunea directă și măresc murdărirea. Vanadiu prezent în cenușa din combustibil prezintă pericol pentru temperaturi mai mari decît 600 — 650°C [3].

— Impuritățile sînt materii străine insolubile, conținute sub formă solidă în combustibil. Pot fi extrase prin contrifugare din combustibil o dată cu apa.

— Cifra cetanică redusă provoacă o funcționare dură și conduce la murdărirea organelor, ca urmare a arderii necorespunzătoare, mai ales cînd întîrzierea la aprindere devine mare ca urmare a temperaturii reduse de la sfîrșitul compresiunii și cînd combustibilul nears lovește pereții cilindrului.

Cifra cetanică redusă are influență nefavorabilă în cazul motoarelor rapide, pentru motoarele lente avînd o influență mai mică [6].

Aceste proprietăți contribuie la înrăutățirea arderii și la reducerea performanțelor și durabilității motorului în cazul în care nu se iau măsurile cuvenite.

Prin folosirea combustibililor grei se reduc cerințele de motorină și se realizează economii însemnate, astfel că în ultimii ani s-au aplicat o serie de soluții care au permis arderea combustibililor grei în motoarele Diesel navale și în centralele termice și într-o măsură mai mică în motoarele feroviare [3], [6].

2. COMBUSTIBILII FOLOSIȚI ȘI PRELUCRAREA LOR

În prezenta lucrare sînt prezentate rezultatele încercărilor comparative executate în laborator cu un motor Diesel D-50 avînd 50 CP la 1 200 rot/min, cu antecameră în patru timpi, cu doi cilindri în linie, pentru funcționarea cu patru sorturi de combustibil:

1. motorină primară (sortul S_1),
2. păcură pentru calorifer, tip A, STAS 54 — 59 (sortul S_2),
3. păcură parafinoasă necracată 25/42, tip special, STAS 51-59, rafinăria Cîmpina (Sortul S_3),
4. păcură tip 16 142 M.P., STAS 51-59, rafinăria Ploiești Nord (sortul S_4).

Rezultatele parțiale pentru sorturile S_1, S_2 și S_3 au fost publicate în lucrările [1] și [2].

În tabela 1 sînt redate caracteristicile principale ale combustibililor din sortul S_1, $_2S$, S_3, S_4, precum și ale sorturilor 90 S_2 și 90 S_3 care reprezintă păcuri din sortul S_2, respectiv S_3, diluate cu 10% (volum) motorină (sortul S_1).

În toate cazurile înainte de introducerea combustibililor grei în motor, aceștia au fost supuși unor operații de curățire și de preîncălzire.

Curățirea păcurilor s-a făcut cu ajutorul unei centrifuge tip FC-100, seria 1, nr. 182/1960, fabricată în R.P.U., care lucrează la o turație a tobei de 16 000 rot/min, cu un debit de 1000 l/h. Pentru centrifugare combustibilul

Tabelul 1

Nr. crt.	Combustibil Caracteristica	Motorina S_1	Păcură pentru calorifer S_2	Păcură parafinoasă 25/42 S_3	Păcură tip 16142 MP S_4	Păcură pentru calorifer 90 S_2	Păcură parafinoasă 90 S_3
1	Densitate d_4^{20}	0,8371	0,8878	0,9000	—	0,8827	0,8937
2	Inflamabilitate MP °C	68	74	173	134	71	153
3	Punct de congelare °C	—15	—15	+26	+23	—	—
4	Vîscozitate la 20 °C, °E	1,37	3,6	3,65/75°C	—	3,1	3,27/75°C
5	Vîscozitate la 50 °C, °E	1,15	1,76	11,678	11,8	1,70	10,575
6	Analiză c%	85,92	86,07	86,13	—	86,01	86,11
	elementară h%	13,19	12,35	13,29	—	12,43	13,28
7	Cocs conradson %	0,028	2,25	5,39	6	2,15	4,88
8	Cenuşe %	urme nedozabile	0,1	0,15	0,28	0,1	0,15
9	Sulf %	0,1	0,21	0,38	0,49	0,2	0,38
10	Putere calorică inf. kcal/kg.	10215	—	—	9450	—	—

a fost încălzit la o temperatură de 80 — 90°C urmărindu-se obţinerea unei vîscozităţi care să asigure o bună curgere.

Pentru ca centrifugarea să fie eficace în ciuda temperaturii combustibilului limitată la 90°C (pericol de incendiu, formare de spumă), centrifuga trebuie să lucreze cu debite mici.

Vîscozitatea mare înrăutăţeşte pulverizarea şi aceasta împreună cu volatilitatea redusă se opun formării unui amestec carburant corespunzător unei arderi normale în motor. În vederea reducerii vîscozităţii combustibilul este preîncălzit înainte de introducere în motor. Micşorarea vîscozităţii se obţine şi prin diluare cu motorină (10%).

Temperatura de preîncălzire înainte de introducerea în motor s-a stabilit cu ajutorul diagramei vîscozitate - temperatură, fig. 1, luînd în considerare valorile prescrise pentru vîscozitate.

Pentru a obţine linii drepte în diagrama vîscozitate-temperatură, care să poată fi trasate cunoscînd numai două valori ale

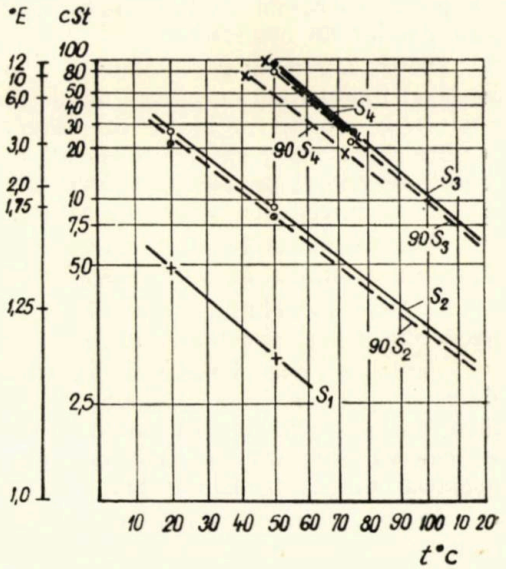


Fig. 1. Diagramă vîscozitate-temperatură.

vîscozității se folosește scara logaritmică în care apare în abscisă $\log T$ (T – temperatura °K) și în ordonată $\log\log(n+0{,}8)$; (în care n – vîscozitatea în cSt) [4]. Vîscozitățile pentru diferite temperaturi s-au determinat în °E, transformîndu-se apoi în cSt) [5].

Pentru motoarele Diesel limitele vîscozității combustibilului sînt de 1,1 – – 1,7°E_{20}, limita inferioară fiind stabilită din condiția de a asigura o ungere satisfăcătoare a organelor sistemului de injecție. Limita superioară a vîscozității este impusă de calitatea pulverizării, dar și de fluiditate, de aceasta depinzînd alimentarea motorului cu combustibil. Mărirea vîscozității la temperaturi joase poate conduce la pierderea fluidității și la întreruperea curgerii combustibilului prin conducte. Pentru aceste motive STAS 240-57 fixează vîscozitatea motorinei la 1,2 – 1,7°E_{20} [3].

Motorul D-50 fiind cu antecameră are o sensibilitate foarte mică față de calitatea pulverizării astfel că temperatura de preîncălzire a combustibililor s-a stabilit din condiția de a asigura curgerea combustibilului. Combustibilul trebuie să fie suficient de fluid în injector chiar și pentru funcționarea motorului în gol.

3. DESCRIEREA INSTALAȚIEI ȘI METODA DE LUCRU

Încercările au fost executate cu un motor Diesel cu antecameră, D-50, avînd 50 CP la 1 200 rot/min, cuplat cu o frînă hidraulică F.H.2.

Masa de comandă cuprinde aparatura necesară pentru a măsura: temperatura apei la intrarea și ieșirea din motor, presiunea și temperatura uleiului, presiunea combustibilului de alimentare a pompei de injecție și temperatura gazelor de evacuare.

Pentru alimentarea cu motorină a motorului s-a folosit instalația originală. În cazul funcționării cu păcură, aceasta a fost preîncălzită electric cu ajutorul unui reșou montat pe cîntar sub rezervorul de combustibil. Temperatura de preîncălzire a combustibilului s-a măsurat cu ajutorul unui termistor instalat înainte de pompa de injecție. Conductele de combustibil au fost izolate pînă la pompa de injecție cu sfoară de azbest.

Pornirea motorului s-a făcut cu aer comprimat și cu ajutorul bujiei incandescente, montată în antecamera cilindrului nr. 1.

O mare importanță are problema pornirii motorului rece, la temperaturi joase, din cauza alimentării dificile cu combustibil greu.

Pentru a evita pierderea fluidității combustibilului greu, în urma contactului cu piesele reci ale sistemului de injecție, pornirea și oprirea motorului s-a făcut cu motorină. Oprirea motorului se recomandă să se facă tot pe motorină în vederea asigurării unei noi porniri și pentru a spăla sulful, care ar rămîne eventual pe pereții cilindrului.

Pentru a urmări comportarea motorului la diferite regimuri de funcționare s-au ridicat curbele caracteristice de sarcină pentru turațiile de 900, 1 050 și 1 200 rot/min, pentru funcționarea cu sorturile S_1, $90S_2$, $90S_3$, $90S_4$.

Pentru funcționarea motorului cu motorină (S_1) și păcură de calorifer (S_2, respectiv ($90S_2$) și pentru diferite regimuri s-au ridicat diagrame presiune timp care au fost prezentate în lucrarea [1].

Puterea efectivă a motorului (P_e) măsurată cu ajutorul frînei hidraulice a fost redusă la condițiile normale de presiune și temperatură cu formula:

$$P_{e0} = P_e \frac{760}{B} \sqrt{\frac{273+t}{293}},$$

4. INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

În fig. 2, 3 și 4 s-au reprezentat curbele caracteristice de sarcină pentru turațiile de 900, 1 050 și 1 200 rot/min, în cazul funcționării cu motorină (temperatura de alimentare a pompei 35°C), cu sortul ($90S_2$) la temperatura de 49 — 51°C, cu sortul ($90\ S_3$) la temperatura de 48—52°C și cu sortul ($90S_4$) la temperatura de 49 — 51°C.

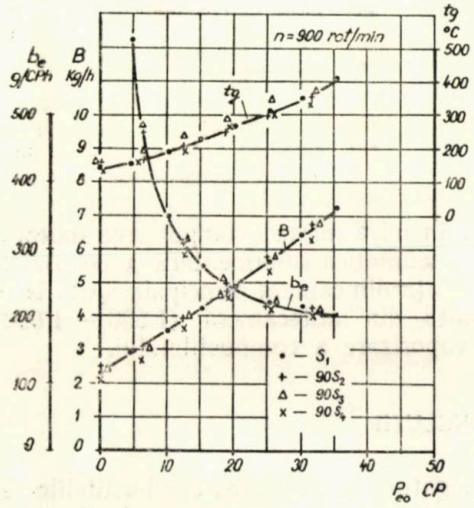


Fig. 2. Caracteristica de sarcină pentru n=900 rot/min.

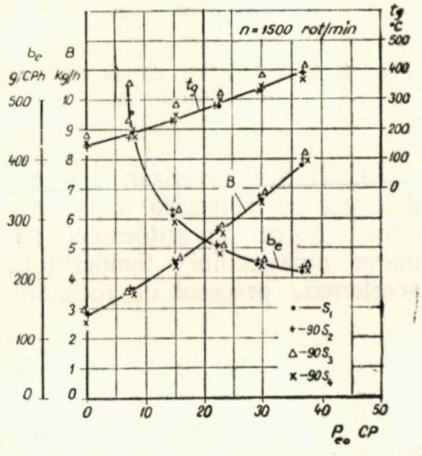


Fig. 3. Caracteristica de sarcină pentru n=1050 rot/min.

În figura 5 s-au reprezentat caracteristicile de sarcină pentru turațiile de 900, 1 050 și 1 200 rot/min în cazul funcționării cu sortul ($90S_2$) la temperatura de 49°C respectiv la 20°C.

Din examinarea figurilor rezultă o comportare aproape identică a motorului din punctul de vedere al consumului de combustibil și al temperaturii gazelor de eșapament, pentru funcționarea cu diferiți combustibili.

Rezultatele favorabile obținute se pot atribui și faptului că motorul D-50 este cu antecameră. În cazul acesta sensibilitatea mică față de calitatea co.n-

bustibilului face ca modificările proprietăţilor fizico-chimice, mai ales a vîscozităţii şi a temperaturii de autoaprindere să nu influenţeze întîrzierea la aprimdere, motiv pentru care se pot utiliza şi combustibili grei.

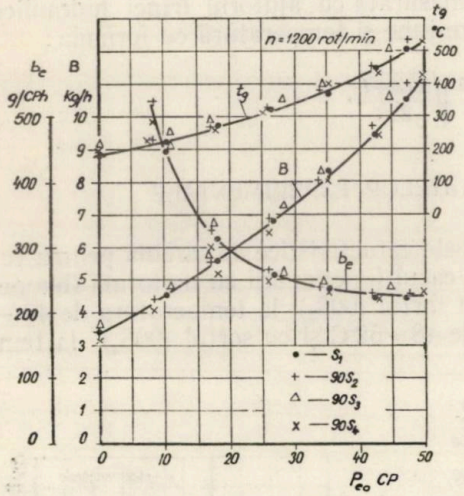


Fig. 4. Caracteristica de sarcină pentru n=1200 rot/min.

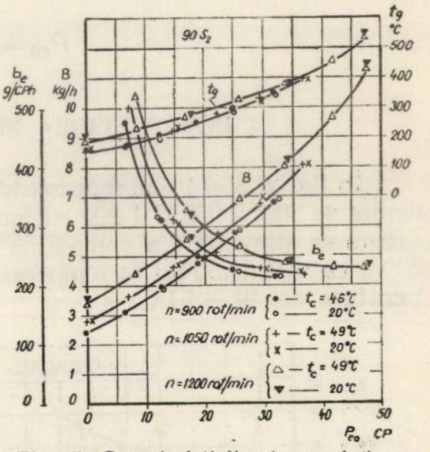


Fig. 5. Caracteristicile de sarcină pentru combustibil de calorifer la diferite temperaturi.

Calitatea pulverizării influenţează în mică măsură comportarea motorului deoarece se realizează o pulverizare pneumatică suplimentară a combustibilului la ieşirea din antecameră; turbulenţa din camera principală ajută la formarea amestecului; temperatura înaltă din antecameră (1 500 – 1 800°C) accelerează procesul de încălzire şi vaporizare a combustibilului.

6. CONCLUZII

Pe baza cercetărilor efectuate în legătură cu utilizarea combustibililor grei în motoarele Diesel cu antecameră se pot trage următoarele concluzii:

– Arderea combustibililor grei în motoarele cu antecameră nu prezintă dificultăţi majore în cazul în care se iau următoarele măsuri:

a) Curăţirea combustibililor grei prin centrifugare, fiind preîncălziţi în acest scop.

b) Preîncălzirea combustibililor grei înainte de introducerea în motor, în vederea obţinerii unei vîscozităţi care să asigure o bună curgere. Micşorarea vîscozităţii s-a realizat şi prin diluare cu 10% motorină.

c) Pornirea şi oprirea motorului s-a făcut cu motorină. Oprirea motorului s-a făcut pe motorină în vederea asigurării unei noi porniri şi pentru a spăla sulful, care ar rămîne eventual pe pereţii cilindrului.

– Pe baza curbelor caracteristice de sarcină ridicate pentru diferite turații și pentru diferite sorturi de combustibil s-a constatat o comportare aproape identică a motorului din punctul de vedere al consumului de combustibil și al temperaturii gazelor de eșapament.

– Rezultatele favorabile obținute se pot atribui și faptului că motorul D-50 este cu antecameră și are o sensibilitate mai mică față de calitatea combustibilului.

Primită la redacție la 25. I. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Bănărescu, T. Raica, A. Ferencz, Contribuții la studiul posibilităților de utilizare a combustibililor grei autohtoni în motoarele Diesel. Buletin I.P.T. Tom. 11(25), Fasc. 1, 1966 (p. 131—140).
2. M. Bănărescu, I. Zăgănescu, T. Raica, V. Hoancă, Utilizarea combustibililor inferiori indigeni la locomotivele Diesel. Caiet selectiv cu lucrări de colaborare cu producția. I.P.T. Fac. de Mecanică 1969 (p. 32—36).
3. C. Aramă ș. a., *Combustibili și lubrifianți pentru motoare.* Editura Tehnică, București, 1962 (p. 244—257).
4. Dante Giacosa, *Motori endotermici.* Editore Ulrico Hoepli. Milano 1962 (p. 143—144).
5. * * *, *Analiza țițeiului și a produselor petroliere.* Editura Tehnică 1953 (p. 115).
6. G. Aue, L'utilisation d'huiles lourdes dans les moteurs Diesel. Revue Technique Sulzer nr. 1, 1967 Suisse.

К ИЗУЧЕНИЮ ВОЗМОЖНОСТИ СЖИГАНИЯ МЕСТНЫХ ТЯЖЕЛЫХ ТОПЛИВ В ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С ПРЕДКАМЕРОЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе излагаются результаты сравнительных лабораторных испытаний дизельного четырехтактного двигателя Д-50 мощностью в 50 Л. С., 1200 об/мин, с предкамерой и двумя цилиндрами, при работе на четырех сортах топлива: первичное дизельное топливо (сорт S_1), топливо для центрального отопления тип А, STAS 54-59 (сорт S_2), неперегнаная содержащая парафин нефть, особый тип, STAS 51-59 (сорт S_3) и нефть тип 16142 M. P., STAS 51-59 (сорт S_4).

На основании нагрузочных характеристик построенных для 900, 1050 и 1200 об/мин, было установлено, почти одинаковое поведение двигателя с точки зрения расхода топлива и температуры выхлопных газов.

Получение благоприятных результатов может быть обусловленно тем что двигатель Д-50 имеет предкамеру и менее чувствителен к качеству топлива.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DER VERWENDUNGSMÖGLICHKEITEN VON INLÄNDISCHEN SCHWERÖLEN IN DIESELMOTOREN MIT VORKAMMER

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse, der durchgeführten Untersuchungen an einem Dieselmotor mit Vorkammer D-50, von 50 PS und 1 200 U/min, welche für den Betrieb mit Gasöl (Sorte S_1), Heizöl Typ A STAS 54-59 (Sorte S_2), Schweröl Specialtyp STAS 51-59 (Sorte S_3), Schweröl Typ 16 142 M.P., STAS 51-59 (Sorte S_4) unternommen wurden, dargelegt.

Im Hinblick auf seine Verwendung im Motor wurden das Heizöl und das Schweröl in einer Zentrifuge bei 16 000 U/min gereinigt.

Auf Grund der Verbrauchskurven für 900, 1 050 und 1 200 U/min wurde ein fast identisches Verhalten, in Hinsicht auf Kraftstoffverbrauch und Auspufftemperatur des Motors, festgestellt.

Die günstigen Ergebnisse sind dadurch zu erklären das der D-50 ein Vorkammermotor ist, der eine kleine Empfindlichkeit gegenüber den Eigenschaften des Kraftstoffes hat.

INCERCAREA IN TUNELUL AERODINAMIC CU VINA LIBERĂ A UNUI AJUTAJ CONVERGENT-DIVERGENT DE SECȚIUNE CIRCULARĂ

DE

G. CREȚA

Într-o lucrare anterioară [1] s-a arătat că, prin suprapunerea unui curent uniform peste cîmpul creat de o sursă circulară se obține, în anumite condiții, curgerea potențială în jurul unei carene de forma unui ajutaj convergent-divergent axial simetric, de secțiune circulară. Într-o lucrare ulterioară [2] s-au stabilit caracteristicile geometrice și funcționale ale unui număr de opt ajutaje astfel obținute: profilul meridional al ajutajelor, gradul lor de divergență, componentele axiale ale vitezelor în secțiunile transversale ale ajutajelor și variația coeficientului de presiune pe suprafețele ajutajelor.

În cele ce urmează sînt consemnate rezultatele cercetărilor experimentale efectuate de autor pentru a vedea în ce măsură cercetările teoretice redate în lucrările citate mai sus sînt verificate de experiență.

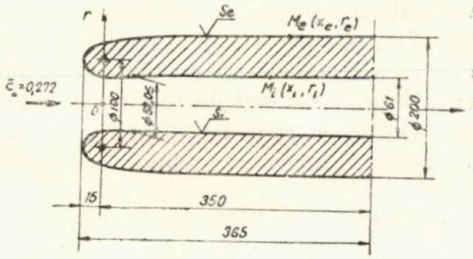


Fig. 1. Ajutajul inelar, secțiune longitudinală.

A fost supus încercării ajutajul nr. 3 din lucrarea [2] redat în fig. 1, determinat de valoarea vitezei adimensionale de la infinit amonte $\bar{c}_0 = 0{,}272$ și de valoarea diametrului sursei circulare $2a = 100$ mm. Profilul ajutajului s-a determinat prin coordonatele a unui număr de 47 de puncte de pe profil, redate în tabelul 1.

La încercările efectuate în tunele aerodinamice alegerea raportului dintre aria secțiunii transversale a modelului și aria secțiunii vînei de lucru prezintă o importanță deosebită pentru evitarea influenței dimensiunilor finite ale vînei asupra rezultatelor încercărilor. Indicațiile găsite în literatură sînt destul de sărace și nu pot fi aplicate cazului de față decît cu toată rezerva cuvenită. Astfel D. Küchemann și F. Vandrey [3] au studiat infuența limitelor vînei asupra măsurătorilor de rezistență. Lucrările lui Prandtl [4] se referă la profilul de aripă. Eifel s-a ocupat de corecția ce trebuie aplicată la măsurarea for-

Tabelul 1

Coordonatele punctelor liniei meridionale a profilului interior şi exterior al ajutajului în mm şi ale prizelor de presiune

Nr. prizei	0	1 : 2	—	3 : 4	—	5 : 6	—	7 : 8	—	9 : 10	—	11 : 12
x	−15	−10	−5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
r_i	50,00	39,10	33,75	30,75	28,77	27,55	26,75	26,30	26,02	26,02	26,07	26,22
r_e	50,00	64,50	70,50	74,25	77,00	79,15	81,10	83,00	84,50	85,8	87,05	88,25

Nr. prizei	—	13 : 14	15 : 16	17 : 18	19 : 20	21 : 22	23 : 24	25 : 26	27 : 28	29 : 30	31 : 32	—
x	45	50	60	70	80	90	100	150	200	250	300	350
r_i	26,42	26,62	27,07	27,50	27,90	28,22	28,52	29,45	29,92	30,20	30,30	30,50
r_e	89,15	90,00	91,30	92,40	93,35	94,25	95,00	97,15	98,50	99,25	99,65	100,00

ţei de rezistenţă a plăcilor circulare [4]. Pankhurst şi Holder recomandă ca anvergura modelelor tridimensionale (de avion, probabil) să nu depăşească 0,7 din lăţimea părţii de lucru a tunelului.

Din cele de mai sus rezultă că, datele găsite în literatură nu sînt suficiente pentru alegerea dimensiunilor modelului în aşa fel încît să nu se resimtă influenţa limitelor vînei de lucru a tunelului.

De aceea raportul dintre aria secţiunii transversale a modelului şi aria secţiunii de lucru a tunelului s-a ales arbitrar de 1 : 4, urmînd ca ulterior să se determine prin încercări efectul limitelor vînei asupra măsurătorilor. Aceste considerente au condus la dimensiunile redate în tabelul 1. Faţă de valorile prescrise s-a admis o abatere a profilului (iluminarea faţă de şablon) de 0,025 mm pe suprafaţa interioară şi de 0,08 mm pe suprafaţa exterioară a ajutajului. Din lungimea infinită a ajutajului s-a realizat numai un tronson de 365 mm începînd de la bordul de atac.

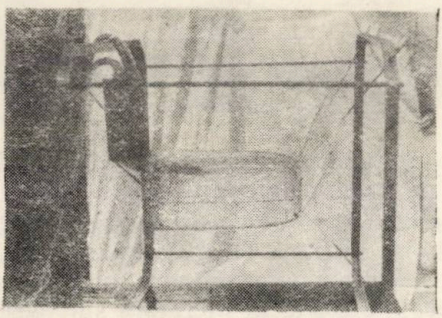


Fig. 2. Ajutajul şi cadrul de fixare.

Pentru a face posibile eventualele încercări de vizualizare a spectrului reodinamic din interiorul ajutajului, acesta s-a executat din stiplex transparent şi incolor, figura 2.

În vederea măsurării repartiției presiunilor statice pe suprafața ajutajului s-au prevăzut 39 de prize de presiune dispuse într-un plan meridian vertical pe suprafața acestuia. Pentru a verifica dacă s-a asigurat în timpul probelor o curgere axial-simetrică, s-au mai prevăzut în plus în planele $x = 0$ și $x = 200$ cîte 8 prize diametral opuse (4 pe suprafața interioară și 4 pe cea exterioară). Măsurarea presiunii în cele 51 de puncte s-a făcut cu o baterie de tuburi piezometrice cu coloană de alcool. Legătura dintre prizele de presiune și tuburile de sticlă ale manometrului s-au realizat cu tuburi din policlorură de vinil de 3/1,5 mm diametru subțiate în dreptul prizelor la un diametru exterior de 1,5 mm. Pentru a reduce perturbarea provocată de prezența acestor conducte în zona de trecere a acestora prin curentul de fluid din jurul ajutajului, ele au fost trecute printr-un tub profilat de formă aerodinamică executat ca aripă simetrică, după profilul Göttingen 443, avînd grosimea mărită.

Încercările s-au efectuat în tunelul aerodinamic în circuit închis, cu zona de lucru liberă, din Laboratorul de mașini hidraulice a Institutului politehnic Timișoara. O prezentare mai amănunțită a tunelului se găsește în lucrarea [6]. Fixarea ajutajutajului în cîmpul aerodinamic s-a făcut prin suspendare și ancorare cu ajutorul unor fire subțiri de oțel, figura 2, în așa fel încît axa ajutajului să coincidă cu axa vînei de lucru.

Întrucît tuburile de sticlă ale bateriei de manometre au fost de tip industrial, necalibrate, manometrele au fost în prealabil etalonate pentru a elimina influența variabilă a tensiunii superficiale.

Pentru determinarea pe cale experimentală a coeficientului de presiune s-a folosit un tub Pitot de diametru mic pentru a nu perturba prea mult curentul din fața ajutajului, racordat la bateria de manometre conform figurii 3. Fie p_0 și p_0^* presiunea statică și cea de stagnare existente în dreptul celor două prize de presiune ale tubului Pitot și p_i presiunea statică în dreptul prizei i de pe suprafața ajutajului. Dacă regimul de curgere între cele două prize ale tubului Pitot nu variază, vom putea scrie, notînd cu c_0 viteza curentului în aceste puncte

$$\Delta p_0 = p_0^* - p_0 = \frac{\rho}{2} c_0^2.$$

Cu aceasta, formula coeficientului de presiune [2] se poate scrie:

$$\bar{p} = \frac{p_i - p_0}{p_0^* - p_0} = 1 - \frac{\Delta p}{\Delta p_0}$$

unde s-a notat

$$\Delta p = p_0^* - p_i.$$

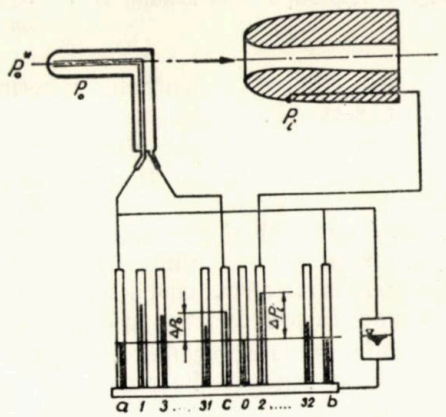


Fig. 3. Schema de legătură a bateriei de manometre.

Schema de legături din figura 3 permite măsurarea directă a celor două diferențe de presiuni Δp și Δp_0 prin simpla citire a cîte unei coloane de lichid.

În figura 4 sînt redate curbele coeficientului de presiune determinate experimental și cele obținute teoretic conform indicațiilor din lucrarea [2].

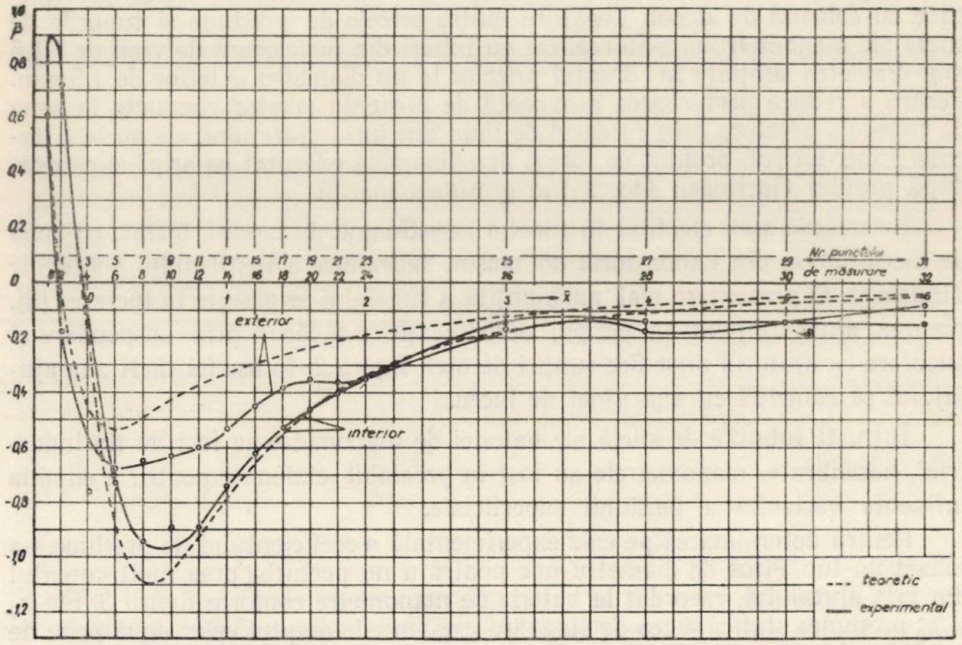


Fig. 4. Repartiția coeficientului de persiune de-a lungul ajutajului montat liber în tunelul aerodinamic.

Din compararea curbelor experimentale cu cele teoretice rezultă următoarele observații :

Curba obținută experimental urmărește în linii mari curba teoretică. În apropierea bordului de atac corespondența este foarte bună, dar mai în aval apar în curînd diferențe apreciabile. Diferențele sînt maxime în apropierea minimelor curbelor și sînt mai mari pe extrados ca pe intrados. Pe intrados în aval de secțiunea minimă a canalului curba experimentală urmărește apoi din nou foarte strîns curba teoretică o bună bucată de drum, dar se abate apoi din nou înspre capătul ajutajului.

Diferențele apreciabile constatate între curbele teoretice și cele experimentale ar putea să fie provocate de următoarele cauze redate în ordinea importanței lor :

a) influența limitelor vînei de aer în porțiunea de lucru a tunelului ;

b) influența limitării lungimii ajutajului ;

c) influenţa neuniformităţii cîmpului de viteze din faţa ajutajului în locul de amplasare a sondei, creată de prezenţa ajutajului în cîmpul uniform;

d) abaterile profilului real al ajutajului de la profilul teoretic ideal datorită erorilor de calcul grafic şi toleranţelor de execuţie;

e) influenţa vîscozităţii aerului.

În cele ce urmează se redau cercetările efectuate pentru eliminarea primelor trei cauze.

a) Din cauza dimensiunilor transversale finite ale cîmpului uniform (redus la dimensiunile vînei) va avea loc o interacţiune între particulele de la marginea jetului cu cele ale mediului înconjurător, ceea ce provoacă modificarea vitezei şi a formei liniilor de curent. Această influenţă se propagă şi în interiorul jetului modificînd repartiţia vitezelor şi a presiunilor pe suprafaţa modelului.

Eliminarea acestei influenţe se poate obţine prin restabilirea formei suprafeţei de curent situate în apropierea marginilor vînei de aer din porţiunea de lucru a tunelului aducînd-o la forma pe care ar fi avut-o în cazul în care cîmpul uniform ar fi fost nelimitat. Pentru aceasta s-a trasat linia meridională a unei astfel de suprafeţe de curent utilizînd aceeaşi cale ca pentru profilul ajutajului şi

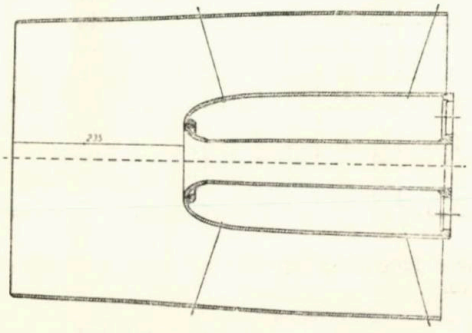


Fig. 5. Ajutajul şi tunelul de ghidare.

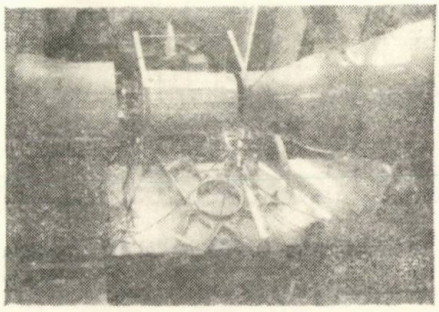


Fig. 6. Ajutajul şi tunelul de ghidare în zona de lucru a tunelului aerodinamic.

s-a materializat suprafaţa de curent corespunzătoare sub forma unui tub profilat executat din oţel, denumit în cele ce urmează „tunel de ghidare". Ajutajul s-a montat în axa tunelului prin ancorare, figura 5, iar ansamblul astfel obţinut s-a fixat tot prin ancorare în zona de lucru a tunelului, figura 6 prin intermediul unui cadru metalic.

Determinîndu-se din nou, pe aceeaşi cale ca în experienţa anterioară, repartiţia presiunii de profil s-a obţinut variaţia coeficientului de presiune din figura 7.

Comparînd rezultatele experimentale obţinute cu cele teoretice se constată o suprapunere aproape perfectă a curbelor pînă în zona vitezelor maxime, respectiv a coeficienţilor de presiune minimi, atît pe intrados cît şi pe extrados. În aval de cele două minime curbele experimentale se îndepărtează din nou de

cele teoretice. Coeficienţii de presiune obţinuţi fiind mai mici ca cei teoretici, rezultă că vitezele de curgere în aceste zone sînt mai mari ca cele teoretice.

Comparînd între ele curbele experimentale din cele două experienţe se constată că prezenţa tunelului de ghidare a avut o influenţă favorabilă pentru eli-

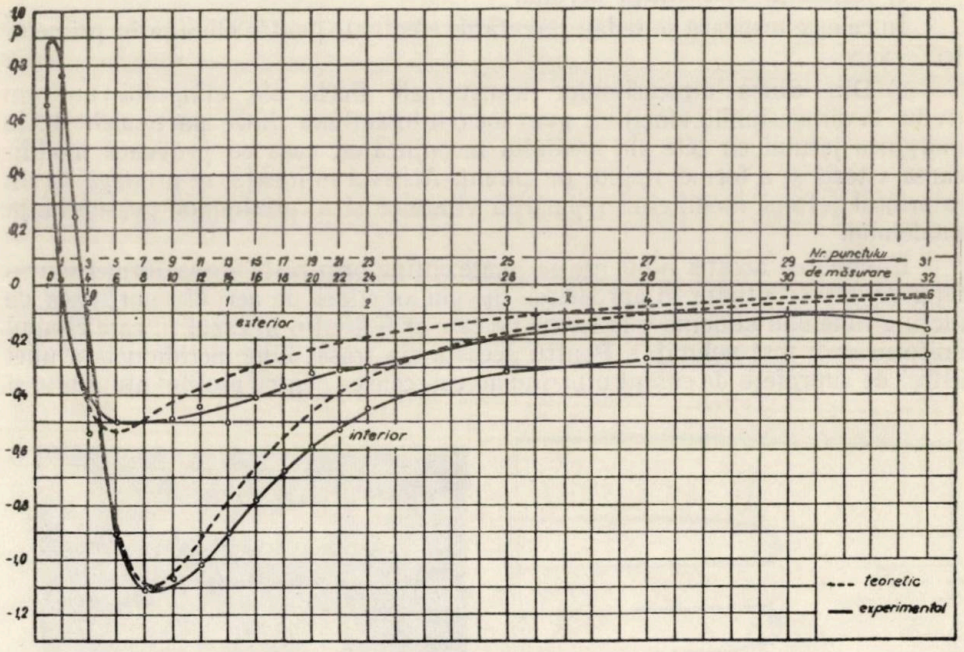


Fig. 7. Repartiţia coeficientului de presiune de-a lungul ajutajului montat în tunelul de ghidare.

minarea acţiunii limitelor vînei din porţiunea de lucru a tunelului. Abaterile care mai persistă între curbele experimentale şi cele teoretice se datoresc cauzelor b), c), d) şi e) enumerate mai sus.

b) Ca urmare a limitării lungimii ajutajului se formează în urma acestuia o zonă moartă cu vîrtejuri *a*, figura 8, în care se creează o depresiune datorită efectului de absorţie a celor două jeturi de aer, care înconjoară acest spaţiu. Existenţa depresiunii a putut să fie uşor pusă în evidenţă experimental. Ca ur-

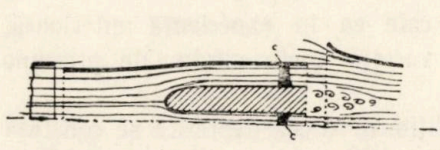


Fig. 8. Zona moartă din aval de ajutaj.

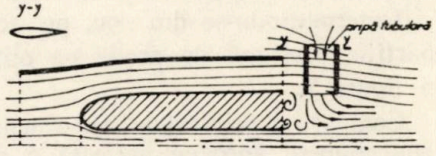


Fig. 9. Reducerea depresiunii din zona moartă.

mare a acestei depresiuni cîmpul de viteze din ajutaj trebuie să se modifice conform figurii 8, astfel încît în locul unui cîmp aproape uniform spre capătul ajutajului [2] viteza crește în apropierea suprafețelor ajutajului, ceea ce duce la micșorarea coeficientului de presiune pe profil față de valoarea teoretică obținută prin calcul.

Eliminarea acestei influențe este anevoioasă. De aceea în cadrul lucrării ne-am mărginit numai la reducerea ei prin introducerea de aer din atmosferă, datorită însăși depresiunii din zona moartă, prin patru tuburi radiale cu secțiunea în formă de aripă, figura 9.

În aceste tuburi de egalizare a presiunii a luat naștere un curent puternic de aer, ceea ce a avut ca urmare apropierea curbelor coeficientului de presiune experimentale de cele teoretice în toate secțiunile situate în aval de secțiunile în care apar vitezele maxime pe profil, figura 10. Evident că, depresiunea din zona moartă nu a putut fi redusă la zero, deoarece însăși existența curgerii na-

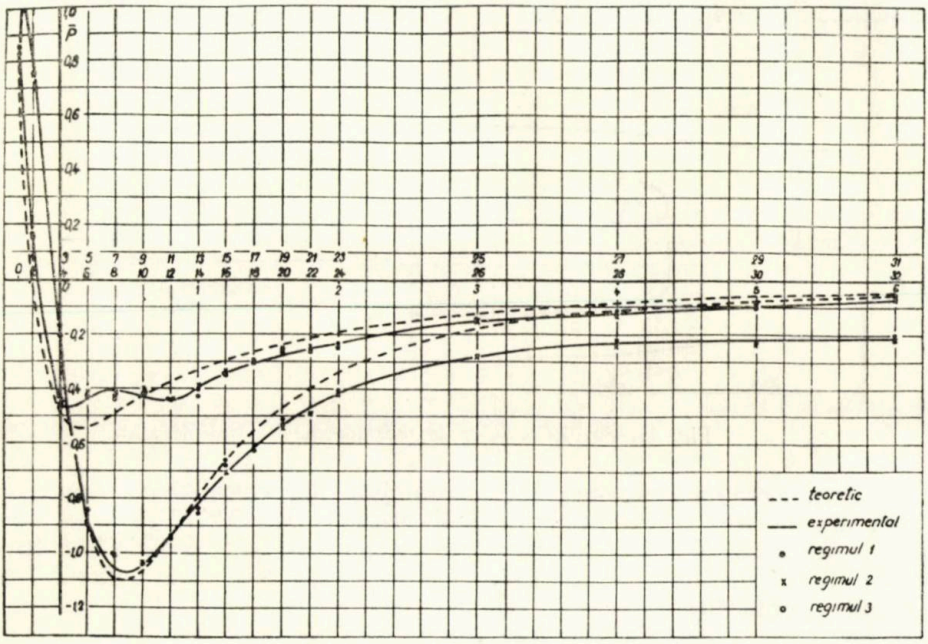


Fig. 10. Repartiția coeficientului de presiune de-a lungul ajutajului, ținînd seama de corecții.

turale a aerului prin tuburi impune necesitatea existenței depresiunii. Dar putem să afirmăm cu certitudine că, limitarea lungimii ajutajului a creat o perturbare a cîmpului de viteze din ajutaj și din jurul lui și deci abaterea coeficientului de presiune de la valoarea teoretică.

Curbele experimentale din figura 10 ţin seama şi de corecţia influenţei neuniformităţii cîmpului din amonte de ajutaj, despre care se va trata la puctul **c)** de mai jos. Separarea influenţelor de sub *b* şi *c* nu prezintă interes, deoarece reducerea influenţei *b* a fost numai parţială şi deci nu poate fi tratată cantitativ.

c) Din cauza dimensiunilor limitate ale zonei de lucru a tunelului şi în direcţia axială, sonda de măsurare a vitezei din amonte trebuie plasată la o distanţă finită de ajutaj, unde perturbaţia cîmpului uniform provocată de prezenţa ajutajului nu este neglijabilă. Ceea ce măsoară sonda în acest caz nu este viteza de la infinit amonte c_0 ci o viteză c_0'. Fie Δp_0 şi $\Delta p_0'$ diferenţele de presiune ce corespund acestor două viteze.

În figura 11 este arătată poziţia tubului Pitot faţă de ajutaj şi poziţia prizelor de presiune statică ale sondei. Sonda folosită avea două şiruri de orificii pentru măsurarea presiunii statice dispuse în două plane diferite *a* şi *b* legate între ele în interiorul sondei. Coordonatele acestor plane faţă de planul sursei circulare a fost deci $x_a=-210$ mm şi $x_b=-200$ mm, sau în coordonate adimensionale $\bar{x}_a=-4{,}2$ şi $\bar{x}_b=-4{,}0$.

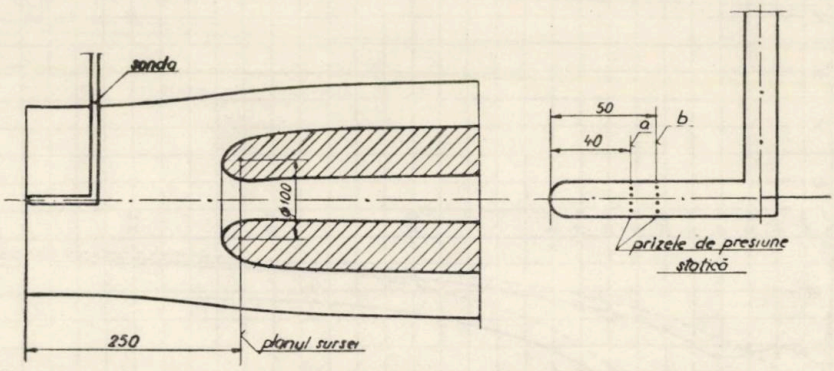


Fig. 11. Poziţia prizelor de presiune statică faţă de ajutaj.

Vitezele teoretice în aceste plane, în axa ajutajului, calculate conform indicaţiilor din lucrarea [1] rezultă $\bar{c}_a=0{,}2587$ respectiv $\bar{c}_b=0{,}2577$ în locul vitezei de la infinit $\bar{c}_0=0{,}272$. Coeficientul de corecţie cu care trebuie înmulţite valorile lui $\Delta p_0'$ măsurate pentru a obţine valoarea ce corespunde punctului de la infinit amonte Δp_0

$$\Delta p_0 = k\Delta p_0'$$

este deci

$$k_a=\left(\frac{\bar{c}_0}{\bar{c}_a}\right)^2=1{,}105\,;\quad k_b=\left(\frac{\bar{c}_0}{\bar{c}_b}\right)^2=1{,}115.$$

Valoarea medie a corecţiei va fi deci $k=1{,}11$

Acest coeficient de corecţie a fost aplicat la prelucrarea datelor experimentale ale căror rezultate sînt redate în figura 10. Examinarea acestor curbe ne

permite să facem observaţia că, s-a obţinut o coincidenţă destul de bună între rezultatele experimentale şi cele teoretice. Aceste rezultate ne întăresc convingerea că, utilizarea surselor circulare la studiul cîmpurilor potenţiale prin metoda singularităţilor oferă posibilităţi largi în abordarea teoretică a multor probleme de curgere nerezolvată încă satisfăcător.

Primită la redacţie la 31. I. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. Creţa Gavril, Contribuţii la studiul teoretic al curgerii prin ajutaje convergent-divergente. Comunicările conferinţei de maşini hidraulice, Timişoara 1964.
2. Creţa Gavril, Caracteristicile geometrice şi funcţionale ale unor ajutaje convergent-divergente. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P. Timişoara. Tom 12 (26) Fasc. 1 (1967).
3. D. Küchemann, F. Vandrey, Uber den Einfluss der Düse (oder des Auffangstrichters) auf Widerstandsmessungen im Freistrahl. ZAMM Bd. 21 nr. 1 febr. 1941.
4. R. Pouit, *Aérodynamique*. Ed. Dunod Paris. 1947, p. 140—142.
5. R. C. Pankhurst, D. W. Holder, *Windtunnel technique*. London 1952.
6. A. Bărglăzan, I. Anton, I. Preda, V. Anton, Cercetări asupra unor profile aerodinamice pentru construcţia maşinilor hidraulice. Staţiunea experimentală. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I. P. Timişoara, Tom. 2(16) Fasc. 1 p. 73—85.

ИСПЫТАНИЕ СХОДЯЩЕГОСЯ-РАСХОДЯЩЕГОСЯ СОПЛА КРУПНОГО СЕЧЕНИЯ В АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБЕ СО СВОБОДНОЙ СТРУЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

Излагаются результаты полученные при испытании круглого сходящегося-расхсдящегося сопла (рис. 1 и 2) в дозвуковой аэродинамической трубе со свободной струей. Были экспериментально определены коэффициенты давления p на внешней и внутренней поверхностях сопла. Полученные значения были сравнены с расчетными в предыдущей работе [2]. Результаты дают хорошее соответствие между теоретическими и экспериментальными значениями (рис. 10).

Анализируется влияние некоторых факторов создающих помехи при измерениях, как: конечные размеры поперечнего сечения рабочей области трубы, конечный осевой размер этой-же области и влияние ограничения длины сопла.

L'ESSAI D'UN AJUTAGE CONVERGENT-DIVERGENT DE SECTION CIRCULAIRE DANS UNE SOUFFLERIE AÉRODYNAMIQUE A VEINE LIBRE

(RÉSUMÉ)

Le but de cet ouvrage c'est de presenter les résultats d'essais d'un ajutage annulaire convergent-divergent, figures 1 et 2 dans une soufflerie subsonique à veine libre. On a déterminé la répartition des coefficients de pression $\overline{p}$ sur la surface interieure et extérieure de l'ajutage et les valeurs otenues sont comparées avec les valeurs calculées théoriquement dans un ouvrage antérieur [2]. Les coefficients de pression mesurées arrivent à coincider presque parfaitment avec les valeurs calculées, figure 10.

Les inffluences des quelques facteurs perturbateurs des essais tel que: les dimensions finies de la section transversale de la veine de la soufflerie, la dimension axiale finie de la même veine et l'inffluence de la limitation de la longeur de l'ajutage sont de même analysées dans l'ouvrage.

EVOLUȚIA BULELOR CAVITAȚIONALE SFERICE, PRODUSE PRIN SCINTEI ELECTRICE

DE

M. POPOVICIU, I. ANTON

Compararea distrugerilor cavitaționale rezultate în timpul funcționării echipamentelor industriale (turbine hidraulice, elici de vapor etc.) cu cele obținute în stațiuni de laborator (magnetostricțiune, ajutaje Venturi etc) este împiedecată, de lipsa unor criterii care să definească intensitatea procesului de distrugere. Din această cauză, nu arareori materiale deosebit de rezistente în condiții de laboarator s-au dovedit cu totul nesatisfăcătoare în exploatare [1]. Aceste diferențe se produc, după opinia noastră, deoarece modul de producere al cavitației în stațiunile de laborator nu modelează cu suficientă exactitate procesele de implozie din instalațiile industriale. Așadar se impune descrierea mecanismului de implozie a bulelor cavitaționale, în diferite condiții particulare și compararea pe această bază a rezultatelor obținute în laborator cu cele din instalațiile industriale.

Analiza structurii curentului cavitațional din instalațiile industriale din punctul de vedere al diferitelor forme de bule ce provoacă distrugerile trebuie să fie precedată de studierea separată a comportării acestor tipuri de bule. Studiile teoretice cele mai detailate au fost efectuate pentru bulele cavitaționale sferice cu surpare simetrică [2], [3], [4]. Cercetările experimentale în legătură cu aceste bule au încă un caracter sporadic [5], [6]. În lucrarea de față ne propunem tocmai studiul evoluției complete a unor bule de acest tip.

Bulele cavitaționale au fost provocate prin practicarea unor scîntei electrice între doi electrozi plasați într-un vas umplut cu apă (fig. 1).

Circuitul electric cuprinde un condensator încărcat la o tensiune de cîteva mii de volți. La închiderea bruscă a circuitului între cei doi electrozi apare o scînteie. Datorită temperaturii ridicate ce ia naștere, în zona dintre electrozi se va produce o bulă cavitațională. Distanța dintre electrozi și pereții vasului fiind suficient de mare cavitatea va avea formă sferică.

Pentru producerea scînteii electrice a fost utilizată aparatura existentă în Laboratorul de mașini hidraulice și anume „Generatorul de impuls încălzitor"* a cărui schemă electrică poate fi urmărită în fig 2.

---

*) Aparatul a fost proiectat pentru cercetarea fenomenelor de nucleație de către ing. I. Potenz de la Secția de cavitație a Bazei Timișoara a Academiei R.S.R.

Transformatorul Tr_1 poate fi alimentat din rețea, cu tensiuni variabile între 0 și 120 V, debitînd în circuitul de alimentare al condensatoarelor tensiuni cuprinse între 0 și 1 500 V. În urma redresării curentului prin tubul TR condensatoarele C_1 și C_2 sînt încărcate peste rezistența de protecție R_1. Pînă la aprinderea ignitronului I circuitul de alimentare rămîne deschis iar condensatoarele nu se pot descărca

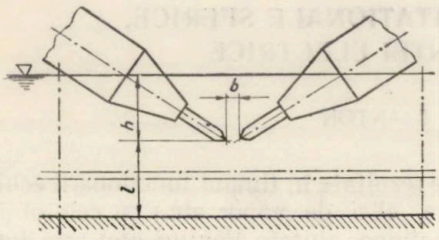


Fig. 1.

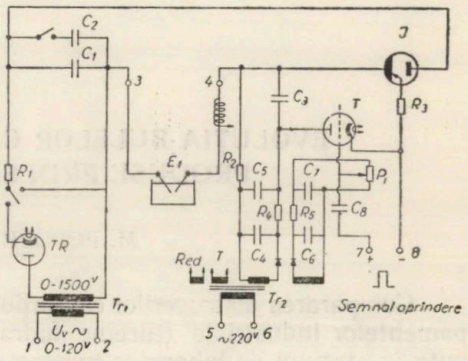


Fig. 2. Schema generatorului de impuls încălzitor.

lent prin stratul de apă dintre electrozii E_1. Prin aprinderea ignitronului I, circuitul se închide iar între electrozi apare scînteia electrică. Timpul de aprindere al ignitorului este cuprins între $20...50 \cdot 10^{-6}$ s, în funcție de energia impulsului de aprindere primit.

Deoarece impulsul de comandă, în general, nu furnizează curentul de 2...10A necesar aprinderii ignitronului schema a fost suplimentată cu tiratronul T și condensatorul C_3 alimentat corespunzător. Prin reglarea potențiometrului P_1 se fixează astfel negativarea tiratronului încît să se aprindă la impulsul de comandă primit prin bornele $7-8$ și condensatorul C_8. Prin aprinderea tiratronului T se produce descărcarea condensatorului C_3 ceea ce provoacă aprinderea ignitronului I și deci închiderea circuitului electrozilor E_1.

Semnalul de aprindere este furnizat de către un generator de impuls de tip TR-0304 Orion-EMG capabil să realizeze impulsuri dreptunghiulare de lărgime variabilă. Așadar generatorul TR-0304 este legat de bornele $7-8$ de comandă a generatorului de impuls încălzitor. Tiratronul T din circuitul de aprindere se amorsează la frontul de sens pozitiv al impulsului dreptunghiular, comandînd descărcarea condensatorului C_3. După $20 \ldots 50 \cdot 10^{-6}$ s ignitrnoul închide circuitul electrozilor provocînd între aceștia descărcarea electrică.

Pentru a înregistra pe pelicula fotosensibilă bula în stadiul de dezvoltare dorit, în spatele probei a fost dispus un aparat de iluminare prin scînteie electrică de tip FG-1, iar în fața vasului este plasat un aparat fotografic cu perdeaua deschisă (fig. 3). Durata de iluminare a aparatului FG-1 este de aproximativ $1{,}5 \cdot 10^{-6}$ s. Datorită iluminării din spate pe frontiera de separație lichid-vapori se vor produce reflecții și refracții care vor dispersa lumina iar bula va apare

în clișeele pozitive de culoare mai închisă. Este de observat că razele perpendiculare pe suprafața bulei, nu se vor reflecta. Așadar este de așteptat ca în zona centrală să apară pete de culoare deschisă.

Pentru a fotografia bula în diferite faze de dezvoltare, punerea în funcțiune a aparatului de iluminat trebuie să se facă cu întîrzieri variabile și cunoscute față de momentul amorsării scînteii între electrozii E_1.

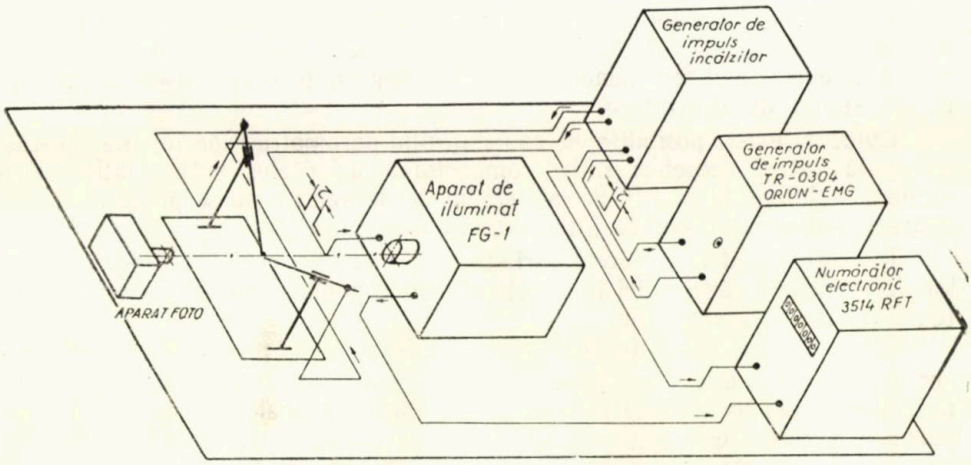


Fig. 3. Schema bloc a aparaturii utilizate.

În acest scop legăturile electrice a celor două aparate (generatorul de impuls încălzitor și aparatul de iluminat) sînt astfel realizate încît primul se comandă la frontul pozitiv (urcător) al semnalului dreptunghiular iar cel de al doilea cu frontul negativ (coborîtor). Deci decalajul de timp depinde de lățimea impulsului dreptunghiular de comandă dat de generatorul TR-0304 din care trebuie însă scăzută întîrzierea interioară a generatorului de impuls $\Delta t = 10... 50 \cdot 10^{-6}$ s, întîrziere datorată timpului de aprindere al ignitronului. Determinarea fazei de dezvoltare a bulei trebuie însă făcută față de momentul apariției scînteii între electrozii E_1. Deoarece valoarea întîrzierii Δt depinde de o serie de factori greu de precizat, în circuitul electric a fost introdus numărătorul electronic de tip 3514 RFT. Acesta fiind legat în circuitul electrozilor E_1 este pornit la apariția scînteii între aceștia. Fiind legat totodată și cu aparatul de iluminat FG-1 este oprit la punerea în funcțiune a acestuia.

În acest mod se poate determina cu precizie momentul fotografierii față de cel al amorsării scînteii care generează bula.

Metodica de înregistrare a fost următoarea: după măsurarea îngrijită a parametrilor l, b și h (fig 1), în camera de lucru a fost făcut întuneric. Apoi s-a deschis perdeaua aparatului de fotografiat și imediat s-a comandat de la generatorul de impuls TR-0304 amorsarea scînteii între electrozii E_1 și fulgerul luminos la aparatul de iluminat FG-1. După observarea fulgerului lumi-

nos, s-a închis perdeaua aparatului fotografic şi s-a citit la numărătorul electronic decalajul t.

Este de subliniat că declanşarea impulsurilor şi înregistrarea bulei este independentă de manevrele efectuate de operator. Eroarea de timp absolută este dată doar de durata iluminării care este de $1{,}5 \cdot 10^{-6}$ s, cum durata unei bule este de ordinul milisecundelor eroarea relativă de timp pentru o bulă fotografiată la $1 \cdot 10^{-3}$ sec de la iniţiere este de numai $\delta t = 0{,}15\%$.

Dezavantajul acestei metode constă în aceea că o anumită bulă poate fi fotografiată o singură dată în decursul existenţei sale. Aşadar, pentru a cunoaşte modul de evoluţie al fenomenului, trebuie fotografiate numeroase bule, fiecare în alt stadiu de dezvoltare.

Evident, există posibilitatea ca menţinînd parametrii experimentali aceeaşi să apară totuşi deosebiri între comportarea diferitelor bule. Obţinerea a numeroase fotografii pentru acelaşi stadiu de dezvolatre nu se poate realiza la aparatura descrisă deoarece întîrzierea Δt este variabilă.

În prezent sînt în curs cercetări stroboscopice care permit obţinerea curbelor de evoluţie a razei bulei în funcţie de timp pentru una şi aceeaşi bulă pe toată durata existenţei sale.

Cîteva din clişeele obţinute cu metodica descrisă sînt prezentate în fig 4 – 11.

Primul clişeu a fost selecţionat dintre cele care prezintă bula în timpul creşterii. Forma bulelor nu este perfect sferică. Părţile laterale sînt uşor turtite iar partea superioară este puţin alungită. Forma aproximativ sferică se menţine pe toată durata primului ciclu de creştere şi surpare. În unele clişee în timpul surpării pot fi observate atît uşoare excrescenţe cît şi încrestări, însă frontiera bulei rămîne în general destul de regulată şi bine conturată. În cel de al treilea clişeu, bula este prezentată în apropiere de dimensiunea minimă. Datorită iluminării puternice şi poziţiei centrale, conturul este greu observabil. Se poate totuşi remarca forma aproape sferică a bulei.

Următoarele două clişee prezintă două momente din prima recreştere. Conturul bulei nu mai permite nici o comparaţie cu vreo figură geometrică cunoscută. Dezvoltarea bulei se face haotic în toate direcţiile. Cu toate acestea conturul bulei rămîne încă percis delimitat faţă de mediul înconjurător.

În continuare bula efectuează mai multe recreşteri şi surpări. Conturul devine tot mai neregulat iar frontierele tot mai puţin precis delimitate. În ultimele faze bula are aspectul unei nebuloase deşi atinge în numeroase rînduri volume surprinzător de mari, comparativ cu sfera maximă.

Asemenea contururi au fost observate şi de către S. P. Kozîrev [7] la surparea unui jet de abur introdus în apă, fiind explicate prin formarea a numeroase jeturi în interiorul cavităţii. Explicaţia este plauzibilă şi în cazul nostru pentru ciclurile superioare de formare. Pare de asemenea logic să presupunem că fragmentele de bulă astfel realizate să se comporte în continuare în acelaşi fel ajungîndu-se în final la configuraţii ca cele din figura 11, în care un fragment major este înconjurat de un număr mare de bule al căror volum individual variază în limite largi. Probabil implozia unora dintre acestea este suficient de violentă încît să provoace distrugeri pe materiale moi (de ex. aluminiu).

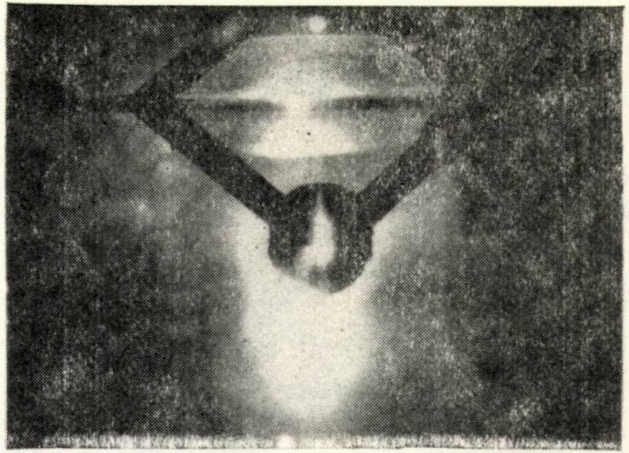


Fig. 4. $t=0{,}202 \cdot 10^{-3}$s

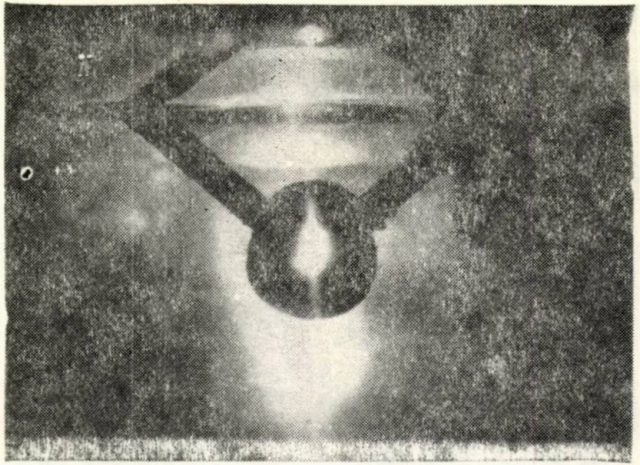


Fig. 5. $t=0{,}726 \cdot 10^{-3}$s

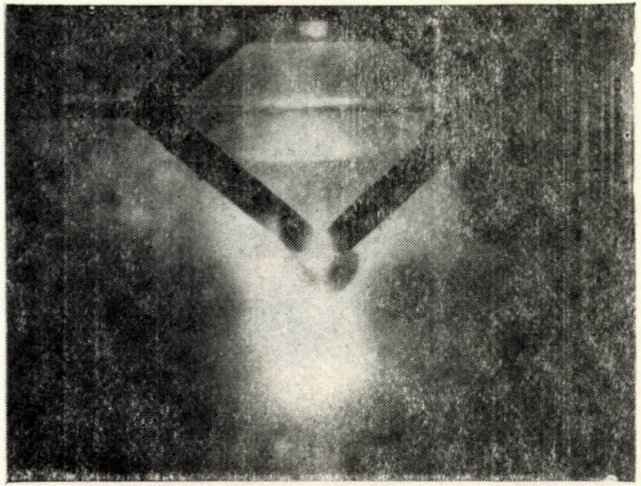


Fig. 6. $t=1{,}028 \cdot 10^{-3}$s

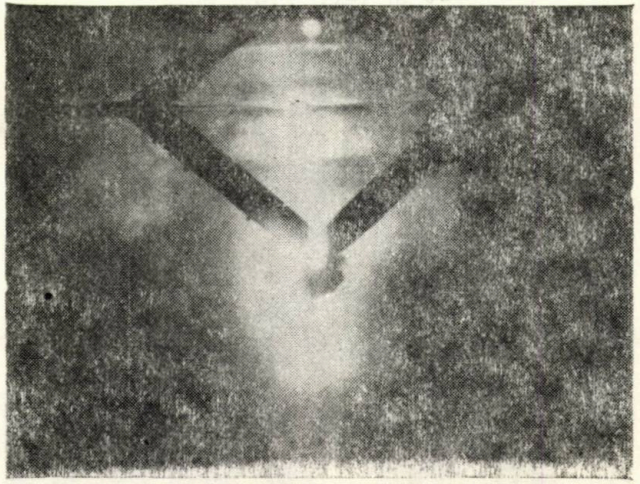


Fig. 7 $t=1{,}159 \cdot 10^{-3}$s

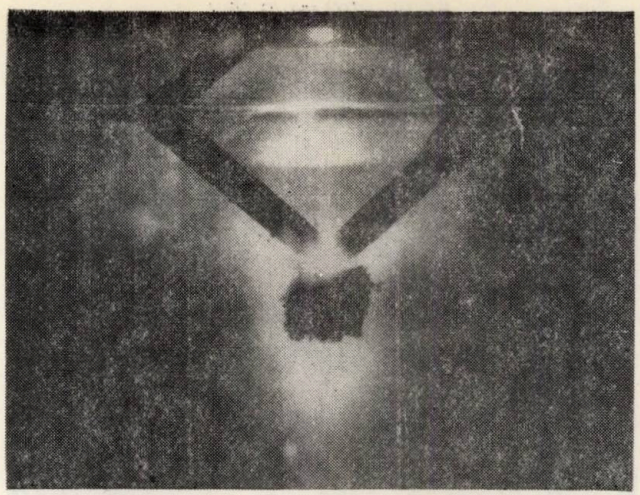


Fig. 8. $t=1{,}418\cdot10^{-3}$ s.

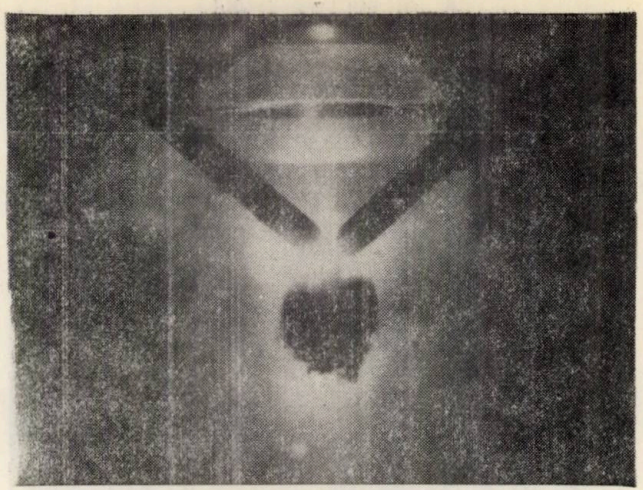


Fig. 9. $t=1{,}867\cdot10^{-3}$ s.

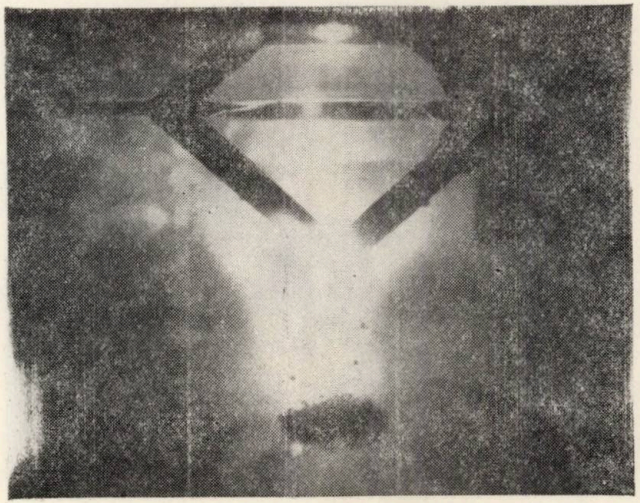


Fig. 10. $t=3{,}551\cdot10^{-3}$ s.

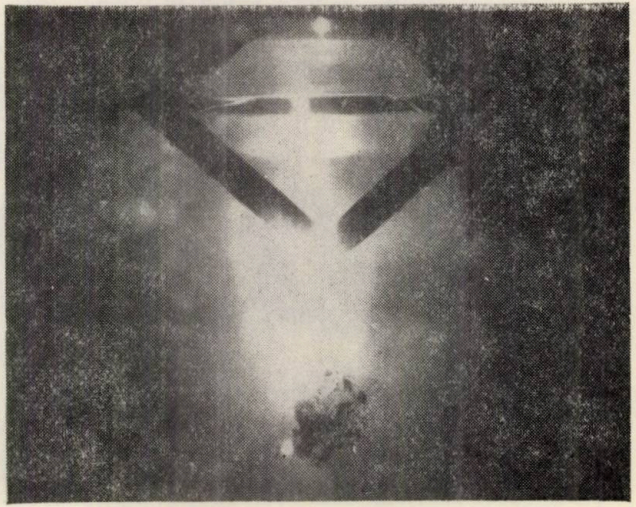


Fig. 11. $t=4{,}110\cdot10^{-3}$

Datorită acestui fapt apar la o singură scînteie mai multe caverne așa cum s-a arătat într-o lucrare anterioară [8].

Pe baza fotografiilor făcute a fost reprezentată în fig. 12 variația în timp a razei bulei.

A. Shima [9] studiază teoretic comportarea bulelor cavitaționale sferice în apropierea pereților rigizi, pornind de la ecuația de continuitate, în coordonate sferice a fluidului incompresibil :

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \frac{\partial \Phi}{\partial r}\right) + \frac{1}{\sin\theta} \frac{\partial}{\partial \theta}\left(\sin\theta \frac{\partial \Phi}{\partial \theta}\right) = 0. \quad (1)$$

Stabilind condițiile limită și neglijînd efectele vîscozității, tensiunii superficiale și gravitației, considerînd, în același timp compresie adiabatică pentru gazul din bulă, stabilește funcția de potențial care verifică ecuația (1) ca fiind :

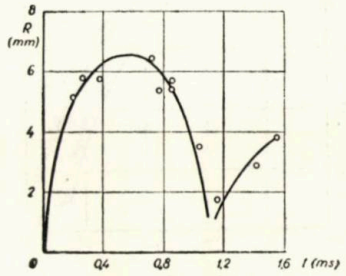


Fig. 12.

$$\Phi = \sum_{n=0}^{\infty} e_n \left[\frac{P_n}{r^{n+1}} + \frac{1}{(2l)^{n+1}} \sum_{m=0}^{\infty} {}_{m+n}C_n P_m \left(\frac{r}{2l}\right)^m \right] \quad (2)$$

unde P_n și P_m sînt polinoame Legendre de ordinul n și m. Soluția preconizată are un grad mare de generalitate, cuprinzînd soluțiile lui Rayleigh, Naudé-Ellis și Kobayashy drept cazuri particulare. Luînd $n = 4$ și efectuînd o serie de transformări se obține ecuația care dă evoluția în timp a bulei ca fiind :

$$\frac{R}{R_0(0)} = \sum_{n=0}^{\infty} W^n \left(\sum_{m=0}^{n-1} y_{n,m} P_m \right). \quad (3)$$

Rezultatele calculelor, efectuate cu ajutorul ordinatoarelor sînt prezentate în articolul citat.

Calculînd parametrii utilizați în experiențele noastre după formulele Shima am obținut :

$$W = \frac{R_0(0)}{2l} = \frac{1}{14{,}7}$$

$R_0(0)$ raza bulei, la volumul maxim

l – distanța între centrul sferei și peretele bulei

$$M_0 = \frac{p_\infty}{\rho} \cong 100 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\tau = \frac{\sqrt{M_0}}{R_0(0)} t = 1{,}54\,(t - 0{,}56)$$

t măsurat în milisecunde

p_∞ – presiunea în domeniu fluid, departe de bulă

Raportul $m_1 = \frac{p_1}{p_\infty}$ nu a putut fi determinat deoarece nu există încă metode pentru obținerea experimentală a lui p_1, presiunea în interiorul bulei la dimensiunea maximă. Din calculele teoretice ale lui Shima a rezultat însă că influența acestui coeficient este foarte redusă.

Utilizînd curba din fig. 12 a fost determinată legătura funcțională grafică $R/R_0\,(0) = f(\tau)$, prezentată în fig. 13 alături de curbele determinate teoretic de Shima.

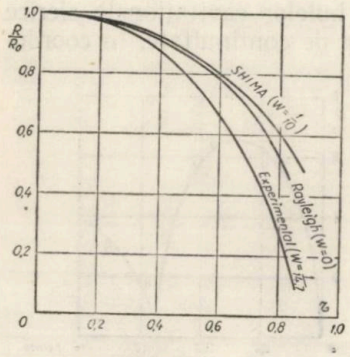


Fig. 13.

CONCLUZII

1. Bulele cavitaționale rezultate în urma descărcărilor electrice au forme apropiate de sferă, cînd distanța pînă la frontiera solidă este suficient de mare $\left(W \leqslant \frac{1}{10} \text{ după toate direcțiile}\right)$.

2. Forma sferică se menține în primul ciclu de oscilație.

3. La ciclurile următoare frontierele capătă un contur neregulat, pentru ultimele bula avînd aspectul unei nebuloase.

4. Volumul maxim al bulei chiar pentru ciclurile superioare este suficient pentru ca prin implozie să mai poată provoca distrugeri.

5. Centrul volumului bulei se deplasează tot mai jos cu fiecare ciclu.

6. Dependența $R/R_0\,(0) = f(\tau)$ obținută experimental este foarte apropiată de cele calculate teoretic după formulele Shima și Rayleigh, deși pe de o parte dificultățile matematice au impus ipoteze simplificatorii îndepărtate de realitate în dezvoltările teoretice, pe de altă parte în cercetările experimentale dezvoltarea liberă a bulei este jenată de prezența electrozilor și de unda de șoc produsă prin descărcare.

Primită la redacție la 4. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. I. R. Kreanin, Novîe stali i osvoenie ih dlia moșcinih ghidroturbin. Energomașinostroenie Nr. 9, 1967, p. 32.

2. Lord Rayleigh, On the Pressure Developed in a Liquid During the collapse of a Spherical Cavity. Philosophical Magazine Vol. 34, 1917 p. 94—98.

3. F. R. Gilmore, The Growth or Collapse of a Spherical Bubble in a Viscous Compressible Liquid. California Institute of Technology Report No. 26—4, 1952.

4 R. D. Ivany, F. G. Hammit, Cavitation Bubble Collapse in Viscous Compressible Liquids. Numerical Analysis Trans ASME, Series D Vol. 87 Dec. 1965.

5. T. B. Benjamin, A. T. Ellis, The Colapse of Cavitation Bubbles and the Pressure thereby Produced against Solid Boundaries. Philosophical trans of the Royal Society of London, Series A Nr. 110 Vol. 260, July 1966 p. 221—240.

6. C. F. Naudé, A. T. Ellis, On the Mechanism of Cavitation Damage by Non-hemispherical Cavities Colapsing in Contact With a Solid Boundary. Trans ASME Series D, vol. 83 Dec. 1961 p. 648—656.
7. S. P. Kozîrev, On cumulative Collapse of Cavitation Cavities. Trans ASME Series D Vol. 90 March 1968 p. 116—124.
8. I. Anton, M. Popoviciu, Distrugeri cavitaționale prin implozia bulelor provocate de scîntei electrice. Bul. I.P.T., Tom. 13 (27) Fasc. 2. 1968, p. 389—396.
9. A. Shima, The Behavior of a Spherical Bubble in the Vicinity of a Solid Wall. Trans ASME Series D Vol. 90 March 1968 p. 75—89.

РАЗВИТИЕ СФЕРИЧЕСКИХ КАВИТАЦИОННЫХ ПУЗЫРЬКОВ ОБРАЗУЮЩИХСЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ИСКР

(РЕЗЮМЕ)

Описываются устройства и метод их использования для фотографирования роста и замыкания кавитационных пузырьков, образующихся под действием электрических искр. Экспериментально полученная зависимость $R/R_0(0) = f(\tau)$ очень близка к получаемой теоретическим расчетом по формулам Шима и Рейлея для первого цикла замыкания. При последующих колебаниях кавитация теряет сферическую форму и принимает вид туманности, похожей на полученную Козыревым при инжектировании в воду пара.

LIFE HISTORY OF SPHERICAL CAVITATIONAL BUBBLES GENERATED BY ELEKTRIK SPARK

(SUMMARY)

Facilities and methods used for photographing the life history of cavitational bubbles generated by electric spark are presented. For the first cycle of implosion the experimental relationship $R/R_0(0) = f(\tau)$ is very close to that calculated analytical by Shima and Rayleigh. As for the upper oscillation the bubble lost its spherical form and appeared like a nebula, similar to that obtained by Kozirev with steam water injection.

CONTRIBUȚIE LA STUDIUL RANDAMENTULUI CAMERELOR SPIRALE

DE

I. FITERO, I. ANTON

La trecerea curentului fluid prin camerele spirale ale mașinilor hidraulice se produc pierderi de energie. Caracterizarea acestor pierderi se face în mod obișnuit prin întroducerea noțiunii de randament al camerei spirale. Avînd la bază un vast material experimental prezentul articol tratează critic folosirea acestui coeficient ca miljoc de caracterizare a performanțelor energetice pentru cazul camerelor spirale de turbine.

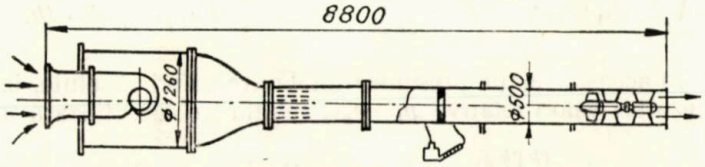


Fig. 1. Instalația experimentală.

Instalația experimentală utilizată constă dintr-un tunel aerodinamic special amenajat (fig. 1) a cărui descriere a fost făcută în lucrarea [1].

1. DETERMINAREA RANDAMENTULUI CAMEREI SPIRALE

Relațiile folosite pentru determinarea randamentului camerei spirale au fost cele clasice:

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} = 1 - \frac{E_p}{E_1} \tag{1}$$

unde: E_1 este energia curentului de aer în unitatea de timp corespunzătoare secțiunii de intrare;

E_2 – energia curentului de aer în unitatea de timp în secțiunea de ieșire a camerei;

$E_p = E_1 - E_2$ – energia pierdută de fluid prin frecare, mișcări secundare, desprinderi etc.

Prin urmare pentru determinarea randamentului sînt necesare cunoaşterea energiilor din secţiunea de intrare $A \div A$ şi din secţiunea de ieşire $B \div B$, secţiuni alese conform fig. 2.

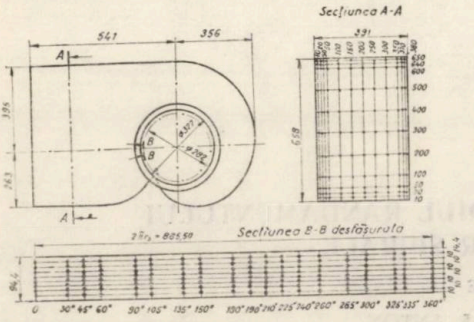


Fig. 2. Camera spirală cu secţiunile de intrare şi ieşire.

Datorită neuniformităţii curentului fluid determinarea energiilor în cele două secţiuni s-a făcut prin metoda integrării grafice.

a) *Energia în secţiunea de intrare* (E_1). Secţiunea de intrare în camera spirală are o formă dreptunghiulară cu dimensiunile 658 × 391 mm². Pentru diferite valori parametrice ale debitului s-au măsurat presiunile statice, presiunile totale şi unghiurile ce definesc direcţia vitezelor în 132 puncte ale secţiunii $A - A$.

Pentru fiecare punct sondat a rezultat din calcul presiunea dinamică, viteza şi componentele acestuia. Energia curentului fluid ce trece prin această secţiune în unitatea de timp este dată de relaţia:

$$E_1 = \int_0^b \int_0^h p_{t1} \cdot v_{x1} \cdot db \cdot dh = \int_0^b \int_0^h \gamma \left(\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \right) \cdot v_{x_1} \cdot db \cdot dh. \qquad (2)$$

Întrucît în această relaţie presiunea totală are valori absolute, iar din măsurători au rezultat valori relative $p_t - p_{at}$, relaţia trebuie utilizată sub forma

$$E_1 = \int_0^b \int_0^h (p_{t1} - p_{at}) \cdot v_{x1} \cdot db \cdot dh + p_{at} \cdot Q. \qquad (3)$$

Pentru determinarea lui E_1 s-a calculat produsul $(p_{t1} - p_{at}) \cdot v_{x1}$, în toate punctele sondate, iar valorile numerice obţinute au permis construirea diagramei din fig. 3 *a*.

Planimetrînd ariile de forma $A_{0l} = \int_0^h (p_{t1} - p_{at}) \cdot v_{x1} \cdot dh$ s-au obţinut valorile numerice necesare construirii diagramei din fig. 3 *b*. O nouă planimetrare a ariei A_1 de forma: $A_1 = \int_0^b A_{0l} db = \int_0^b \int_0^h (p_{t1} - p_{at}) \cdot v_{x1} \cdot dbdh$, a permis în final stabilirea valorilor numerice pentru energia de la intrare (E_1), corespunzătoare unui anumit debit Q_1. Calculul a fost repetat pentru cinci valori parametrice ale debitului.

b) *Energia în secţiunea de ieşire* (E_2). Secţiunea de ieşire din camera spirală este de formă cilindrică şi corespunde razei $R_t = 141$ mm, deci este plasată după paletajul statoric. S-au făcut sondări ale cîmpului hidrodinamic aproximativ din 15° în 15° de-a lungul circumferinţei şi din 10 în 10 mm pe generatoare, în total 144 puncte.

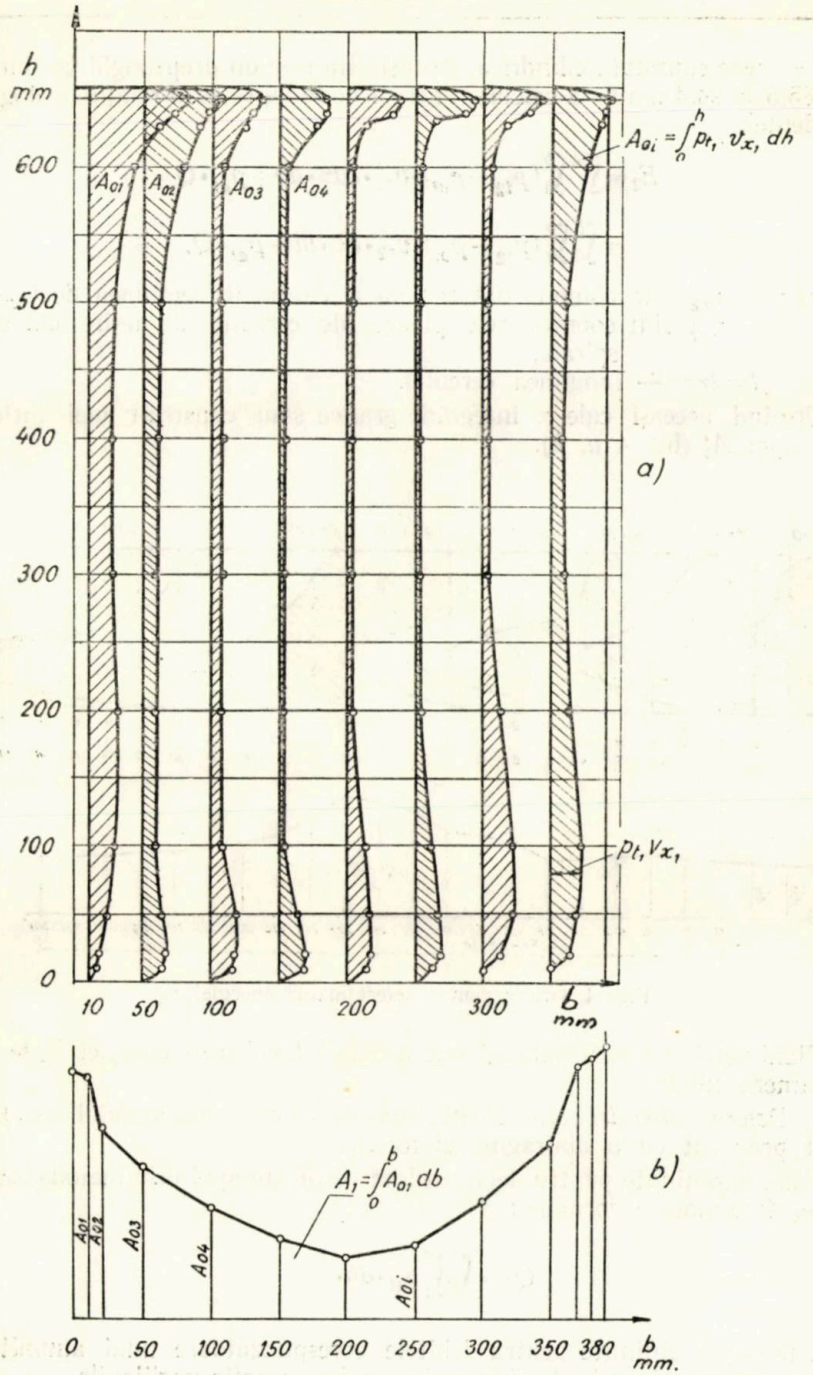


Fig. 3. Grafic pentru determinarea energiei E_1.

Deoarece suprafața cilindrică, desfășurată este un dreptunghi cu dimensiunile 885,5 × 94,4 mm² s-a calculat energia de la ieșire cu o relație analogă celei precedente:

$$E_2=\int_0^{2\pi}\int_0^b (p_{t_2}-p_{at})\cdot v_{r2}\cdot r\,d\varphi\cdot db+p_{at}\cdot Q=$$

$$=\int_0^l\int_0^b (p_{t_2}-p_{at})\cdot v_{r2}\cdot db\cdot dl+p_{at}\cdot Q. \qquad (4)$$

în care: v_{r2} este componenta radială a vitezei în secțiunea de ieșire,
r, φ sînt coordonatele polare ale cercului de ieșire din camera spirală,
$l=2\pi r$ — lungimea cercului.

Urmînd aceeași cale a integrării grafice s-au construit mai întîi ariile A'_{0t} și apoi A'_i (fig. 4 *a*, *b*).

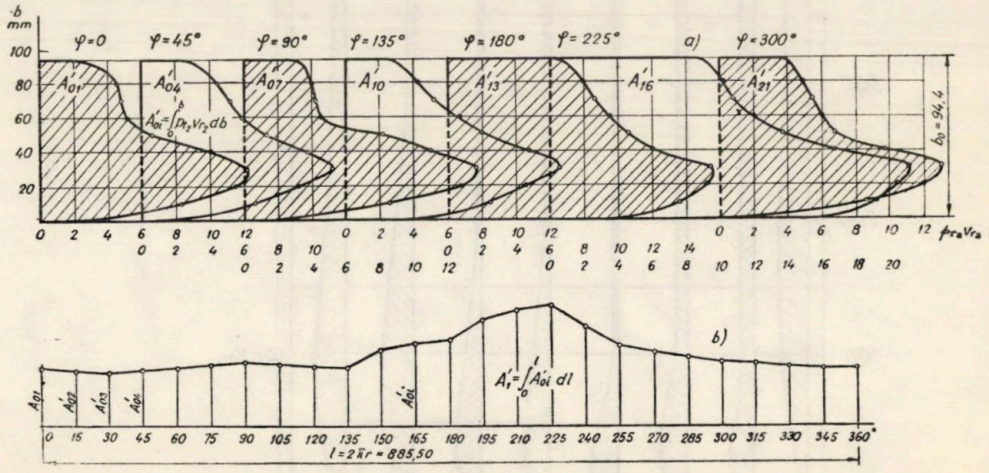


Fig. 4. Grafic pentru determinarea energiei E_2.

Planimetrînd această ultimă arie a rezultat valoarea energiei E_2 la ieșirea din camera spirală.

c) *Determinarea debitului.* Pentru măsurarea debitului standul aerodinamic a fost prevăzut cu o diafragmă etalonată.

Valorile obținute pentru debit au fost verificate apoi prin metoda integrării grafice, folosindu-se formula:

$$Q_i=\int_0^b\int_0^h v_{ni}\cdot db\cdot dh \qquad (5)$$

Diferențele obținute pentru debitele corespunzătoare unui anumit regim de funcționare, prin cele două metode, au fost practic neglijabile.

d) *Studiul randamentului.* Datele numerice obținute pentru Q, E_1 și E_2 au permis calcularea energiei pierdute E_p la trecerea fluidului prin camera spirală, respectiv determinarea randamentului camerei. Valorile numerice ale acestor mărimi pentru cinci regimuri de lucru pot fi urmărite în tabelul alăturat.

Tabelul 1

Regim de lucru	Q m³/s	E_1 kgf.m/s	E_2 kgf.m/s	E_p kgf.m/s	η %
1	1,28	13 224,671	13 224,204	0,467	99,9965
2	1,24	12 811,398	12 810,977	0,421	99,9967
3	1,18	12 191,490	12 191,144	0,346	99,9972
4	1,12	11 572,643	11 572,345	0,308	99,9974
5	0'85	8 782,039	8 781,868	0,171	99,9981

Se observă că valorile obținute pentru randamentul camerei spirale, indiferent de regimul de funcționare, sînt foarte mari. Acest lucru se datorește pierderilor relativ mici de energie care se produc la trecerea fluidului prin camera spirală, de turbină, dat fiind forma de confuzor a acesteia.

Ca urmare variațiile de randament sînt în limitele erorilor de măsură și deci nu pot caracteriza din punct de vedere energetic modul de comportare al camerei spirale.

În plus mai intervine și următorul aspect:

Conform formulei de definiție (1) randamentul camerei spirale depinde de doi factori: de energia fluidului la intrare (E_1) și de energia fluidului pierdută la trecerea prin cameră (E_p). Energia E_1 poate fi considerată ca formată dintr-o întreită sumă: energia cinetică, energia de presiune și energia de poziție adică:

$$E_1 = \gamma Q \frac{v_1^2}{2g} + \gamma Q \frac{p_1}{\gamma} + \gamma Q z_1. \tag{6}$$

În timp ce energia cinetică nu poate fi decît pozitivă, deoarece $v_1 > 0$, energia potențială poate lua valori pozitive sau negative în funcție de presiunea respectiv nivelul ales ca referință.

Spre exemplu dacă se alege ca presiune de referință presiunea atmosferică, atunci E_1 devine negativ. Deoarece energia pierdută E_p este dată prin diferența de energii de la intrare și ieșire, ea rămîne practic constantă, indiferent de nivelul de referință ales pentru presiuni și înălțimi, astfel că randamentul camerei spirale, pentru un anumit regim de lucru, depinde numai de energia curentului din secțiunea de intrare.

Prin urmare, randamentul nu este o mărime care să definească complet calitatea energetică pentru camerele spirale ale turbinelor. El depinde ca valoarea numerică de E_1, deci de alegerea nivelului de referință pentru presiuni și înălțimi și este prea puțin influențat de variația pierderilor de energie.

2. DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE PIERDERI ξ

Deoarece randamentul nu permite aprecierea performanţelor energetice ale camerei spirale este necesară introducerea unei alte mărimi caracteristice. În literatura de specialitate se întîlnesc astfel de mărimi, introduse sub formă de coeficienţi, în special pentru caracterizarea energetică a camerelor spirale de pompe şi ventilatoare [2], [3], [4], respectiv pentru difuzoare drepte sau curbe [5], [6].

Pentru camerele spirale ale turbinelor considerăm că cel mai potrivit criteriu pentru caracterizarea gradului de perfecţiune al acestora îl constituie coeficientul de pierderi ζ. De altfel la aceeaşi concluzie ajunge şi J. Klein şi J. Reininger [7].

Coeficientul de pierderi ζ poate fi dedus cu uşurinţă din relaţia ce defineşte pierderea de energie în unitatea de timp la trecerea fluidului prin camera spirală :

$$E_p = \gamma \cdot Q \cdot h_p = \gamma \cdot Q \cdot \zeta \frac{v^2}{2g} \tag{7}$$

de unde :

$$\zeta = \frac{E_p}{\gamma Q \frac{v^2}{2g}} = \frac{h_p}{\frac{v^2}{2g}} . \tag{8}$$

În această formulă pentru viteza v s-a luat componenta medie a vitezei de la intrarea în camera spirală care este perpendiculară pe secţiunea de intrare $v_{x\,1m}$. Pentru cele cinci regimuri de funcţionare studiate s-au găsit următoarele valori :

Tabelul 2

Regim de lucru	1	2	3	4	5
$v_{x_{1m}}$ m/s	4,97	4,82	4,47	4,34	3,71
ζ	0,232	0,231	0,232	0,231	0,230
Re	$4{,}37 \cdot 10^5$	$4{,}18 \cdot 10^5$	$4{,}01 \cdot 10^5$	$3{,}84 \cdot 10^5$	$3{,}31 \cdot 10^5$

Analizîndu-se valorile obţinute se constată că ζ a rămas practic constant, pentru toate cele cinci regimuri de funcţionare. El este funcţie de geometria camerei spirale, de rugozitatea suprafeţei interioare a camerei şi de vîscozitatea fluidului de lucru.

Valoarea coeficientului de pierderi determinată în urma prezentelor încercări experimentale este aproximativ de două ori mai mică decît valoarea lui ζ din lucrarea [7]. Este însă adevărat că în acest din urmă caz s-a folosit o cameră spirală de secţiune circulară cu unghiul de înfăşurare de 360° şi că s-a determinat ζ într-o manieră foarte simplificată.

Cunoscîndu-se acum valoarea lui ζ se pot calcula pierderile hidraulice în camera spirală model, respectiv în camera spirală reală.

Astfel în cele ce urmează se vor calcula procentual pierderile de energie ce au loc în camera spirală a turbinelor ce vor echipa CHE Porţile de Fier, ştiut fiind că modelul pe care s-au făcut prezentele experimentări este o variantă a acesteia. Parametrii iniţiali au fost:

$Q_n = 575$ m³/s — debitul real
$H_n = 27{,}16$ m — căderea reală
$D_n = 9{,}5$ m — diametrul real
$D_m = 0{,}250$ m — diametrul machetei

Relaţia care exprimă pierderile hidraulice este:

$$h_p = \zeta \frac{v^2}{2g} = \frac{\zeta}{2g} \frac{Q^2}{S^2} = K \cdot Q^2.$$

Pentru camera spirală machetă ea devine: $h_{pm} = K_m Q_m^2$ iar pentru camera reală: $h_{pn} = K_n Q_n^2$.

Deoarece ζ se presupune a fi constant pe model şi pe turbina mare, rezultă din expresiile:

$$K_m = \frac{\zeta}{2g} \frac{1}{S_m^2} \quad \text{şi} \quad K_n = \frac{\zeta}{2g} \frac{1}{S_n^2} \quad \text{că} \quad K_n = K_m \frac{S_m^2}{S_n^2}$$

şi deci:

$$h_{pn} = K_m \left(\frac{S_m}{S_n}\right)^2 \cdot Q_n^2 = K_m \cdot \left(\frac{D_m}{D_n}\right)^4 \cdot Q_n^2.$$

Dar:

$$K_m = \frac{\zeta}{2g} \frac{1}{S_m^2} = \frac{\zeta}{2g} \frac{v_{r2}^2}{Q_m^2} = \frac{0{,}231 \cdot 23{,}13^2}{19{,}62 \cdot 1{,}28^2} = 3{,}84$$

astfel că:

$$h_{pn} = 3{,}84 \cdot \left(\frac{0{,}25}{9{,}5}\right)^2 \cdot 575^2 = 0{,}602 \text{ m}.$$

Raportînd aceste pierderi la căderea turbinei se obţin pierderile sub formă procentuală:

$$\varepsilon^0/_0 = \frac{h_{pn}}{H_n} 100 = \frac{0{,}602}{27{,}16} \cdot 100 = 2{,}28^0/_0.$$

Acest rezultat la care s-a ajuns este în deplină concordanţă cu afirmaţiile lui Povh [8] potrivit cărora pierderile de energie în camera spirală şi aparatul director trebuie să fie cuprinse între 2 şi 4%.

4. CONCLUZII

Din încercările experimentale efectuate în prezenta lucrare asupra camerei spirale de turbină se pot desprinde următoarele concluzii :

a) Calitatea energetică a unei camere spirale de turbină nu poate fi caracterizată pe deplin prin randamentul hidraulic al acesteia.

b) Aprecierea performanţelor energetice ale camerei spirale poate fi făcută cel mai bine prin introducerea coeficientului de pierderi ζ.

c) Pentru o aceeaşi cameră spirală coeficientul ζ nu a depins de regimul de funcţionare, rămînînd practic constant pentru domeniul (0,5 — 1,2) Q.

d) Sînt necesare investigaţii în continuare pentru a exprima dependenţa coeficientului ζ în funcţie de geometria camerei şi de rugotizatea pereţilor interiori.

Primită la redacţie 4. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Anton, I. Fitero, Consideraţii asupra asimetriei curentului principal şi apariţiei curenţilor secundari în camera spirală. Bul. Ştiinţ. şi Tehn. IPT Iulie 1968.
2. A. Bogniţkaia, Issledovania rabocih organov nasosov dlia vzveşennîh veşcestvî. Trudî VIGM XXIV — Moskva 1959.
3. V. N. Costocichin *Instalaţiile de tiraj prin aspiraţie şi refulare la centrale termoelectrice*. Ed. Energetică — Bucureşti 1953.
4. I. Anton, Contribuţii la studiul pierderilor în camera spirală. Bul. Ştiinţ. şi Tehnic I.P.T. — 1956.
5. N. D. Poloţki, Energeticeskie carakteristiki krivosnîh diffuzorov. Energomaşinostroenie Nr. 3, 1964.
6. C. I. Sagi, I. P. Johnston, The Design and Performance of Two-Dimensional Curved Diffusers. Trans ASME Series D, Dec. 1967.
7. J. Klein, J. Reininger, Loss Coeficients of Spiral Casings and Draft Tube of a Kaplan Turbine Found by Comparison of Model Test on a Precision Test on a Precision Test Stand. Conference on Fluid Mechanics and Fluid Machinery. Budapest 1969.
8. L. I. Povh, *Modelirovanie ghidravliceskih v vozdušnîh potokah*. Moskva 1955.

К ИЗУЧЕНИЮ К.П.Д. СПИРАЛЬНЫХ КАМЕР

(РЕЗЮМЕ)

Исходя из экспериментального определения гидродинамического поля во входном и выходном сечениях спиральной камеры, расчитываются потери энергии и гидравлический к.п.д. этой камеры.

Показано, что в случае турбин гидравлический к.п.д. не характеризует полностью энергетическое качество спиральной камеры.

В заключение предлагается использование в качестве критерия при сравнении спиральных камер, коэффициента гидравлических потер ζ.

BEITRÄGE ZUM STUDIUM DES WIRKUNGSGRADES VON SPIRALGEHAUSEN

ZUSAMMENFASSUNG

Auf Grund der experimentell bestimmten hydrodynamischen Felder im Eintritts- und Austrittsquerschnitt des Spiralgehäuses, werden die Energieverluste und der hydraulische Wirkungsgrad des Spiralgehäuses berechnet.

Es wird gezeigt, dass der hydraulische Wirkungsgrad das energetische Verhalten der Spiralgehäuse von Turbinen nicht genügend genau charakterisiert.

Es wird vorgeschlagen, die hydraulische Verlustziffer als Vergleichskriterium für Spiralgehäuse zu verwenden.

CALCULUL PRODUCTIVITĂȚII PRELUCRĂRII CU SCINTEI ELECTRICE CU ELECTROD OSCILANT

DE

A. NANU, AL. NICHICI

Cercetări anterioare, în care au fost stabilite caracteristicile generale ale prelucrării prin eroziune electrică cu descărcări în scînteie [1] și a fost evidențiată influența mișcării oscilatorii a electrodului asupra fenomenelor fundamentale ale prelucrării cu scîntei electrice [2], [3], [4] au furnizat elementele necesare pentru abordarea problemei determinării prin calcul a productivității prelucrării cu electrod oscilant.

Rezolvarea acestei probleme și confruntarea rezultatelor obținute cu datele experimentale, sintetizate în lucrarea de față, constituie un punct de plecare pentru stabilirea posibilităților și condițiilor de optimizare a prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant.

Calculele pentru determinarea cantității de material erodat în procesele de prelucrare cu scîntei electrice se bazează pe două ipoteze fundamentale:

1. Valabilitatea principiului aditivității efectelor erozive ale impulsurilor de curent electric singulare aplicate în mod succesiv, sub forma unor descărcări electrice prin impuls, între electrod și obiectul prelucrării [5], [6], [7], [8], exprimat în forma:

$$M = \sum_{n=1}^{N} M_n \tag{1}$$

în care: M – masa materialului erodat din electrod și obiectul prelucrării în urma acțiunii unei serii de N impulsuri de curent electric; M_n – masa materialului erodat în urma acțiunii impulsului singular n.

2. Proporționalitatea dintre masa materialului erodat de pe suprafața obiectului prelucrării sub acțiunea unui impuls singular M_{nOP} și energia impulsului de curent electric respectiv W_{imp}[7], [9], [10], [11]:

$$M_{nOP} = K \cdot W_{imp}. \tag{2}$$

Coeficientul de proporționalitate K este funcție de parametrii impulsului, materialele electrodului și obiectului prelucrării și natura mediului de lucru. Dacă M_{nOP} se exprimă în mg, iar W_{imp} în J, K se obține în mg/J.

Pe baza relațiilor (1) și (2) rezultă că productivitatea prelucrării cu scîntei electrice Q_{OP} (masa materialului erodat de pe suprafața obiectului prelucrării în unitatea de timp) este proporțională cu puterea electrică mijlocie dezvoltată în spațiul de lucru P_m:

$$Q_{OP}=K\cdot W_{imp_m}\cdot f=K\cdot P_m \tag{3}$$

unde: W_{imp_m} – valoarea mijlocie a energiei impulsurilor de curent electric, iar f – frecvența impulsurilor.

Explicitarea relației (3) pentru cazul prelucrării cu scîntei electrice la interstițiu de lucru constant [4], [5], [12] conduce la expresia:

$$Q_{OP}=K\cdot\eta_d\frac{CU_b^2}{2}\frac{K_s^2}{RC\cdot\ln\frac{1}{1-K_s}} \tag{4}$$

în care: η_d – randamentul circuitului de descărcare al generatorului de impulsuri RC; R, C, U_b – rezistența circuitului de încărcare, capacitatea condensatorului acumulator de energie și respectiv tensiunea de alimentare a generatorului de impulsuri RC;

$$K_s=\frac{U_s}{U_b} \tag{5}$$

coeficient de străpungere a interstițiului de lucru; U_s – tensiunea de amorsare a descărcărilor electrice, corespunzătoare valorii mijlocii a interstițiului de lucru h_m.

Pentru o treaptă de lucru dată a mașinii de prelucrare, definită prin valorile lui U_b, R, C analiza relației (4) dezvăluie o variație cu caracter extremal a productivității prelucrării în funcție de K_s. Maximul productivității corespunde, teoretic, lui $K_s = 0{,}71$ [5], [12].

Pentru determinarea expresiei productivității cu electrod oscilant este avantajos ca relația (3) să fie adusă la forma:

$$Q_{OP}=K\frac{1}{T_0}W_{imp_m}\cdot N \tag{6}$$

în care: T_0 – perioada de oscilație a electrodului, iar N – numărul impulsurilor de curent electric dezvoltate pe durata T_0.

Modificarea continuă a distanței dintre electrod și obiectul prelucrării, corespunzător legii mișcării oscilatorii a electrodului, determină și modificări în modul de repartiție a energiei dezvoltate în spațiul de lucru între canalul descărcării în scînteie, obiectul de prelucrat și electrod; creșterii interstițiului de lucru x îi corespunde [13] o scădere liniară a energiei transmise obiectului de prelucrat și electrodului.

Cum poziția mijlocie a electrodului în raport cu obiectul prelucrării este definită prin valoarea mijlocie a interstițiului de lucru h_m, se poate aprecia că modificările în repartiția energiei la $x>h_m$ și respectiv la $x<h_m$ se compensează.

În consecință, în expresia (6) va putea fi păstrat coeficientul de proporționalitate K, caracteristic prelucrării fără oscilarea electrodului.

Explicitînd relația (6) în funcție de fazele mișcării oscilatorii a electrodului [2] se obține:

$$Q_{OP} = K \frac{1}{T_0} (W_{imp_{ma}} \cdot N_a + W_{imp_{mi}} \cdot N_i + W_{imp_{mî}} \cdot N_î + W_{imp_{ms}} \cdot N_s) \tag{7}$$

unde: $W_{imp_{ma}}$, $W_{imp_{mi}}$, $W_{imp_{mî}}$, $W_{imp_{ms}}$ sînt respectiv energiile mijlocii ale impulsurilor generate în timpul apropierii electrodului de obiectul prelucrării, staționării în poziția limită inferioară, îndepărtării și staționării în poziția limită superioară, iar N_a, N_i, $N_î$, N_s, reprezintă, corespunzător, numărul descărcărilor electrice din perioadele de timp respective.

Energia impulsului de curent electric n, corespunzător unei descărcări electrice amorsate cu o tensiune de străpungere U_{s_n} poate fi exprimată în forma:

$$W_{imp_n} = \eta_d \cdot W_{E_n} \tag{8}$$

în care:

$$W_{E_n} = \frac{CU_{s_n}^2}{2} = \frac{CU_b^2}{2} K_{s_n}^2 \tag{9}$$

reprezintă energia electrică transmisă de condensatorul C în circuitul de descărcare al generatorului de impulsuri RC, pe durata descărcării.

Pentru perioadele de apropiere și respectiv de îndepărtare a electrodului de obiectul prelucrării, rezultă:

$$W_{imp_{ma,\,i}} \cdot N_{a,\,i} = \sum_{n=1}^{N_{a,\,i}} W_{imp_n} = \eta_d \frac{CU_b^2}{2} \sum_{n=1}^{N_{a,\,i}} K^2_{sa,\,i_n}. \tag{10}$$

Pentru determinarea numărului descărcărilor electrice în perioadele de staționare a electrodului în pozițiile limită inferioară și respectiv superioară, la interstiții de lucru x_i și respectiv x_s se are în vedere durata staționărilor $t_{i,\,s}$ și frecvența corespunzătoare a descărcărilor $f_{i,\,s}$:

$$N_{i,\,s} = t_{i,\,s} \cdot f_{i,\,s} = \frac{t_{i,\,s}}{RC \cdot \ln \frac{1}{1 - K_{si,\,s}}}, \tag{11}$$

Înlocuind (8 ... 11) în (7) rezultă expresia productivității prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant:

$$Q_{OP} = K \cdot \eta_d \frac{1}{T_0} \frac{CU_b^2}{2} \left(\sum_{n=1}^{N_a} K^2_{sa_n} + K^2_{si} \frac{t_i}{RC \cdot \ln \frac{1}{1 - K_{si}}} + \right.$$

$$\left. + \sum_{n=1}^{N_î} K^2_{sî_n} + K^2_{ss} \frac{t_s}{RC \cdot \ln \frac{1}{1 - K_{ss}}} \right). \tag{12}$$

În relația (12) K_{sa_n}, K_{si_n}, K_{sl}, K_{ss} reprezintă coeficienții de străpungere corespunzători fazelor de apropiere, îndepărtare, staționare în poziția limită inferioară și respectiv superioară a electrodului. Metodologia de calcul a coeficienților K_{sa_n}, K_{si_n} a fost prezentată în [2]. Valorile lui K_{sl} și K_{ss} se determină cu relațiile:

$$K_{sl}=\frac{h_m-A}{a} \tag{13}$$

$$K_{ss}=\frac{h_m+A}{a} \tag{14}$$

în care : A — amplitudinea oscilațiilor electrodului, iar a — lungimea disruptivă corespunzătoare tensiunii U_b.

Întrucît relația (12) nu cuprinde decît în mod implicit dependența productivității prelucrării de ansamblul factorilor determinanți ai procesului de generare a impulsului și anume:

— regimul de lucru, caracterizat prin U_b, R, C

— coeficientul de reglare a interstițiului de lucru:

$$K_r=\frac{h_m}{a}; \tag{15}$$

— parametrii principali ai mișcării oscilatorii a electrodului: frecvența f și respectiv coeficientul de amplitudine al oscilațiilor:

$$K_0=\frac{A}{a} \tag{16}$$

nu a fost posibilă determinarea analitică, în cazul general, a influenței acestora asupra productivității prelucrării. S-a impus deci, rezolvarea numerică a ecuației (12) într-un șir de situații particulare, care puteau fi reproduse în condițiile cercetării experimentale:

1. U_b =360 V; R=145 Ohmi; C=3 μF, corespunzător treptei de lucru nr. 5 finisare a mașinii de prelucrare Erosimat SFE-30 C; K_r = 0,45 și 0,71; f_0 = 100 Hz; K_0 = 0,05 ... 0,9.

Dependența productivității prelucrării Q_{OP} de coeficientul de amplitudine al oscilațiilor electrodului K_0, în aceste condiții, este reprezentată în fig. 1 și 2.

2. U_b = 360 V; R = 145 Ohmi; C = 3 μF; K_r = 0,3 ...0,9; f_0 = 100 Hz; K_0 = 0,4 și 0,6.

Dependența productivității prelucrării Q_{OP} de coeficientul de reglare a interstițiului de lucru K_r, în aceste condiții, este reprezentată în fig. 3 și 4.

3. U_b = 360 V; R = 145 Ohmi; C = 3 μF; K_r = 0,45; f_0 = 50...400 Hz; K_0 = 0,4.

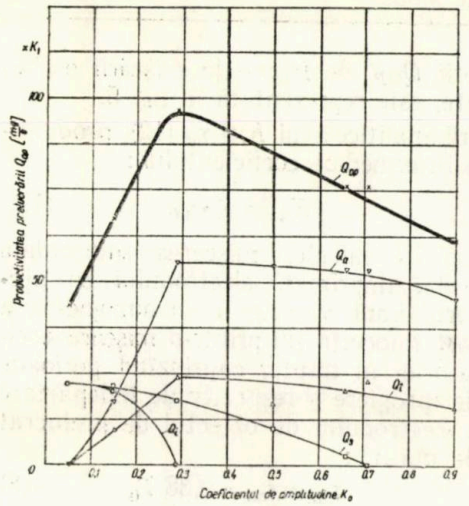


Fig. 1. Variația productivității prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant Q_{OP} în funcție de coeficientul de amplitudine al oscilațiilor electrodului K_0: treapta de lucru nr. 5 finisare; $Kr=0,45$; $f_0=100$ Hz.

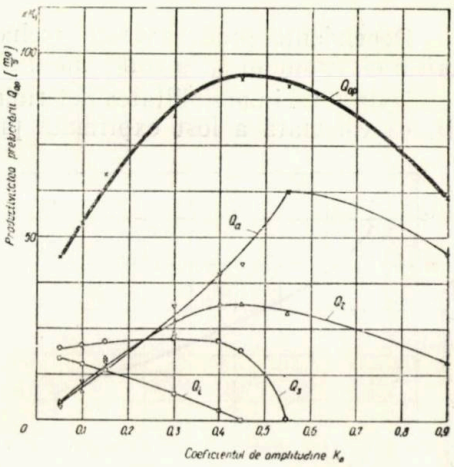


Fig. 2. Variația productivității prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant Q_{OP} în funcție de coeficientul de amplitudine al oscilațiilor electrodului K_0: treapta de lucru nr. 5 finisare; $K_r=0,71$; $f_0=100$ Hz.

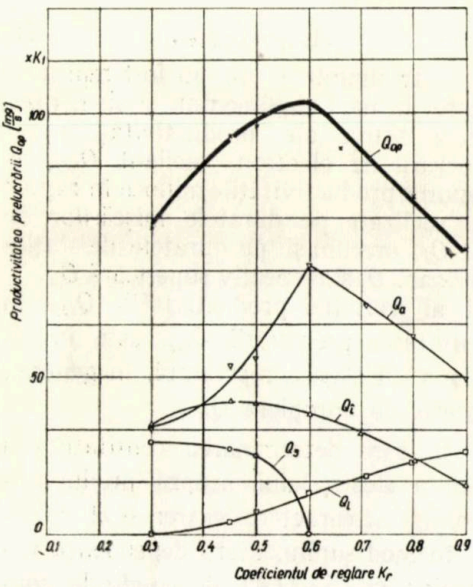


Fig. 3. Variația productivității prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant Q_{OP} în funcție de coeficientul de reglare a interstițiului de lucru K_r: treapta de lucru nr. 5 finisare; $f_0=100$ Hz; $K_0=0,4$.

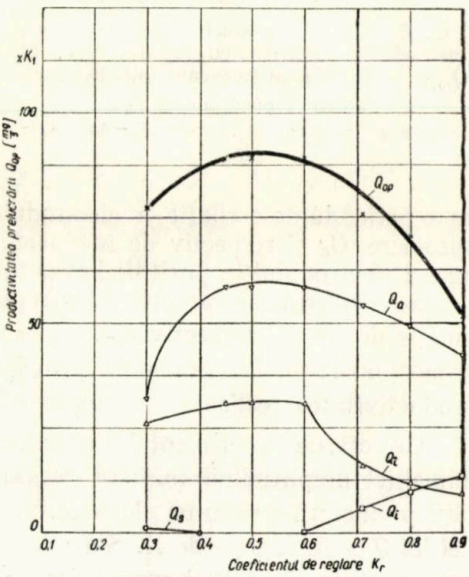


Fig. 4. Variația productivității prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant Q_{OP} în funcție de coeficientul de reglare a interstițiului de lucru K_r: treapta de luncu nr. 5 finisare; $f_0=100$ Hz; $K_0=0,6$.

Dependența productivității prelucrării Q_{OP} de frecvența mișcării oscilatorii a electrodului f_0 în condițiile indicate, este reprezentată în fig. 5.

Dată fiind imposibilitatea determinării analitice a lui K și η_d (12), productivitatea calculată a fost exprimată prin intermediul coeficientului:

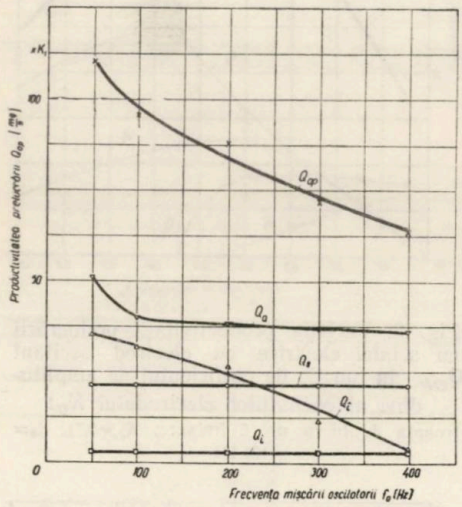


Fig. 5. Variația productivității prelucrării cu scîntei electrice cu electrod oscilant Q_{OP} în funcție de frecvența mișcării oscilatorii a electrodului f_0:
treapta de lucru nr. 5 finisare; $K_r = 0{,}45$; $K_0 = 0{,}4$.

$$K_1 = K \cdot \eta_d. \qquad (17)$$

În calcule, mișcarea sinusoidală reală, imprimată electrodului cu ajutorul unui vibrator electromagnetic, a fost înlocuită [2] printr-o mișcare oscilatorie în trepte, cuprinzînd perioade de apropiere și respectiv de îndepărtare a electrodului de obiectul de prelucrat de durată:

$$t_{ma} = t_{mi} = 0{,}38\, T_0 \qquad (18)$$

și perioade de staționare a electrodului în pozițiile limită inferioară și respectiv superioară de durată:

$$t_i = t_s = 0{,}12\, T_0 \qquad (19)$$

S-a apreciat:

$$A_{real} = A_{calcul}. \qquad (20)$$

În figurile 1...5 au fost reprezentate, în mod suplimentar, și elementele constitutive ale productivității prelucrării cu electrod oscilant Q_{OP} și anume productivitățile mijlocii în raport cu o perioadă de oscilație a electrodului realizate pe duratele mișcărilor de apropiere Q_a și respectiv de îndepărtare Q_i, precum și pe duratele de staționare a electrodului în pozițiile limită inferioară Q_i și respectiv superioară Q_s.

Se evidențiază caracterul extremal al variației productivității Q_{OP} în funcție de K_0 și respectiv K_r. Productivitatea prelucrării Q_{OP} este invers proporțională cu f_0. Ponderea principală a lui Q_{OP} o reprezintă, în general, productivitatea realizată în timpul mișcării de apropiere Q_a.

Cercetările experimentale, orientate în spre determinarea cantitativă a influenței amplitudinii mișcării oscilatorii a electrodului asupra productivității prelucrării cu scîntei electrice, au confirmat caracterul extremal al variației lui Q_{OP} în funcție de A. S-a relevat, în mod suplimentar, dependența valorii absolute și poziției maximelor curbelor $Q_{OP} = f(A)$ de condițiile concrete ale prelucrării și, în special, de capacitatea procesului electroeroziv de a asigura în mod natural realizarea ambelor etape ale evacuării produselor eroziunii: din craterele de eroziune și respectiv din spațiul de lucru.

Din compararea datelor numerice obținute prin calcul cu datele experimentale, a fost posibilă determinarea coeficientului de proporționalitate K_1 (tabelul 1).

Tabelul 1

Valorile coeficientului K_1:
treapta de lucru nr. 5 finisare; $K_r = 0{,}45$; $f_0 = 100$ Hz; $K_0 = K_{0optim}$.

	Diametrul electrodului d [mm]						Adîncimea de prelucrare H [mm]
	1,5	2,5	3	3,35	4	5	
$K_1 \cdot 10^{-3}$ [mg/s]	3,57	3,79	3,78	3,8	4,29	4,91	1
	3,51	4,9	4,8	4,9	5,5	5,57	3
	1,88	5,57	—	—	—	7,14	6

Se remarcă lărgirea domeniului de variație a lui K_1 pe măsura creșterii adîncimii de prelucrare H, ceea ce atestă influența exercitată de fenomenele hidrodinamice din spațiul de lucru și factorii perturbatori ai stabilității prelucrării asupra procesului de generare a impulsurilor de curent electric. Este un fapt caracteristic pentru utilizarea generatoarelor de impulsuri de relaxare RC, la care amplitudinea, frecvența și coeficientul de umplere a impulsurilor depind în mod esențial de geometria (diametrul electrodului d, adîncimea de prelucrare H și interstițiul de lucru x) și starea fizico-chimică a spațiului de lucru.

Primită la redacție la 2. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Nanu, Al. Nichici, Standardizarea, București, RSR,, 1969, 21, Nr. 2, p. 57—62.
2. Al. Nichici, Electrotehnica, București, RSR, 1967, XV, Nr. 2, p. 69—75.
3. Al. Nichici, Electrotehnica, București, RSR, 1969, XVII, Nr. 4, p. 143—149.
4. Al. Nichici, Construcția de mașini, București, RSR, 1970, XXII, Nr. 1 p. 18—22.
5. V. P. Alexandrov, *Issledovanie tehnologiceskih harakteristik elektroerozionnoi obrabotki jaroprocinih materialov*. Moskva, URSS, Izd. Nauka, 1964, p. 12, 31—58.
6. V. I. Goldin, Elektronnaia obrabotka materialov, Kișiniov, URSS, 1966, 12, nr. 6 p. 36—42.
7. W. Funk, *Die funkenerosive Metallbearbeitung mit elektrischen Entladungen kleiner Energie und kurzer Dauer*. Braunschweig, R.F.G., Buchdruckerei Gottlieb H. 1968, p. 22—84.
8. I. V. Ianițkii, Elektronnaia obrabotka materialov. Kișiniov, URSS, 1969, 28, Nr. 4, p. 5—9.
9. H. W. Obrig, *Grundlagen der Funkenerosiven Gesenkbearbeitung*. Köln, R.F.G. R. Pulm, 1961, p. 30, 36—40.
10. Y. Mukoyama, Bull. Jap. Soc. Precis Engineering, Tokyo, Japonia, 1968, 2, Nr. 4, p. 228—295.
11. L. I. Popilov, *Elektrofiziceskaia i elektrohimiceskaia obrabotka materialov*. Moskva, URSS, Mașinostroienie, 1969, p. 138.
12. Al. Nichici, Construcția de mașini, București, RSR, 1966, XVIII, Nr. 11 p. 645—649.
13. A. S. Zingerman, D. A. Kaplan, Jurnal tehniceskoi fiziki. Moskva, URSS, 1958, 28, Nr. 2, p. 387—393.

РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЭЛЕКТРОИСКРОВОЙ ОБРАБОТКИ С КОЛЕБАТЕЛЬНЫМ ЭЛЕКТРОДОМ

(РЕЗЮМЕ)

В предпосылке термической природы съема материала при электроэрозионной обработке, применяется принцип аддитивности эрозионных эффектов единичных электрических импульсов и устанавливается уравнение производительности электроискровой обработки с колебательным электродом. При помощи этого уравнения, определяются законы изменения производительности обработки в зависимости от амплитуды и частоты колебательного движения электрода и средней величины искрового промежутка.

BESTIMMUNG DER ABTRAGLEISTUNG BEI FUNKENEROSIVER METALLBEARBEITUNG MIT SCHWINGENDER ELEKTRODE, DURCH BERECHNEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Voraussetzend dass der Werkstoffabtrag bei funkenerosiver Bearbeitung von thermischer Natur ist, wird das Zusatzprinzip der Erosionswirkungen der Einzelimpulse des elektrischen Stromes angewendet und der Ausdruck der Abtragleistung bei Funkenbearbeitung mit schwingender Elektrode abgeleitet. Mit Hilfe dieser Gleichung werden die Gesetze der Abtragleistungsänderung in Abhängigkeit von der Amplitude und Frequenz der Elektrodenschwingungen, sowie auch in Abhängigkeit von dem Mittelwert des Arbeitsspaltes, bestimmt.

METODA DE CALCUL A FORȚELOR DE PRESARE LA FORJAREA CU FIBRAJ CONTINUU A ARBORILOR COTIȚI MARI

Partea I. METODA GRAFICĂ PENTRU DETERMINAREA CÎMPULUI LINIILOR DE ALUNECARE

DE

A. NANU, L. COMAN

1. FORJAREA CU FIBRAJ CONTINUU A ARBORILOR COTIȚI

Metoda clasică de forjare pentru arbori cotiți mari cu D_P, $D_M > 120$ mm, $R_M > 120$ mm (D_P – diametrul fusurilor paliere; D_M – diametrul fusurilor manetoane; R_M – raza manivelei) este forjarea liberă – care constă în realizarea unui semifabricat cu o formă cu totul aproximativă, din care apoi prin prelucrări de așchiere se obține arborele cotit.

Dezavantajele metodei sînt multiple. Astfel, datorită formei aproximative a semifabricatului, volumul de prelucrări prin așchiere este foarte mare. Zona centrală a lingoului în care concentrarea segregaților este maximă ajunge parțial la suprafața arborelui în porțiunile cele mai solicitate, reducînd prin aceasta rezistența la oboseală. Defectele care duc la rebutarea arborelui apar în general numai după ce s-a consumat un mare volum de manoperă de așchiere.

Pentru a înlătura neajunsurile de mai sus s-a imaginat o metodă de forjare a arborilor cotiți la care fibrajul să fie menținut cît mai continuu. Aceasta constă în esență în a supune un semifabricat prestrunjit cilindric alternînd din părți cu diametrul mai mare (din care vor rezulta brațele) cu părți cu diametru mai mic (din care vor rezulta fusurile paliere și manetoane) (fig. 1) unei presări între două plăci plane, combinată cu o mișcare de deplasare a fusului maneton, perpendiculară pe planul de presare (fig. 2).

Forțele de presare P_1 și forța de deplasare P_2 se obțin într-un dispozitiv bazat pe principiul penei (fig. 3).

La deplasarea în jos a traversei superioare 1, matrițele *2* care sînt în contact cu aceasta prin intermediul unor plane înclinate, se deplasează orizontal. Poansonul *3*, solidar cu traversa superioară execută concomitent cu deplasarea pe orizontală a matrițelor, o deplasare în plan vertical, care produce dezaxarea fusului maneton față de fusurile paliere. Părțile cu diametru mai mare ale semi-

fabricatului, care la o simplă compresiune plană s-ar deforma în formă de butoi circular, iau datorită mişcării pe verticală a poansonului o formă eliptică, formînd braţele cotului de arbore.

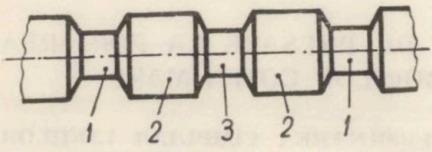
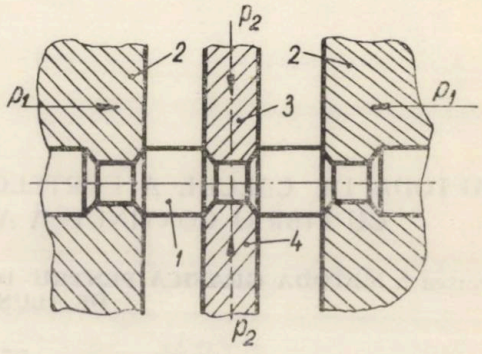


Fig. 1.



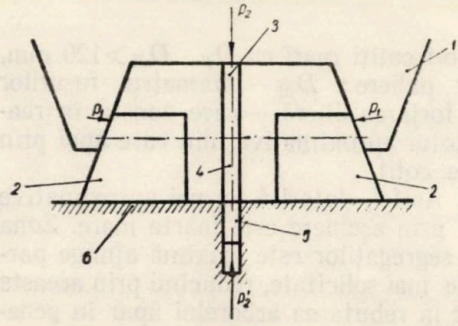


Fig. 3.

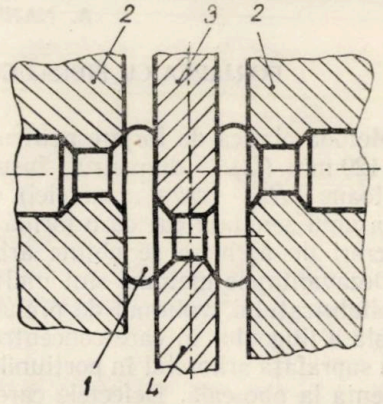


Fig. 2.

Tamponul *4* prevăzut la partea inferioară cu un piston *5*, care glisează într-un cilindru, are rolul de a produce contrapresiunea P_2' care împiedică îngroşarea fusului maneton sub acţiunea forţelor de refulare P_1.

2. CONDIŢII DE SIMILITUDINE

Calculul forţelor necesare pentru deformare este în general dificil. Datele din literatura de specialitate [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8] se referă la deformarea plană sau simetrică axială.

Problema care se pune este de a şti dacă se poate asimila deformarea cu fibraj continuu a arborilor cotiţi mari cu deformarea plană între două matriţe

plane paralele. În caz că da, calculul forțelor necesare deformării se va putea efectua cu relațiile cunoscute din literatură.

În scopul prezentat se consideră un cot de arbore (fig. 4). Acesta se compune din cele două fusuri paliere *1* cu dimensiunile principale D_P și b_P, cele două brațe *2* de formă ovală și fusul maneton *3* cu dimensiunile principale D_M și b_M.

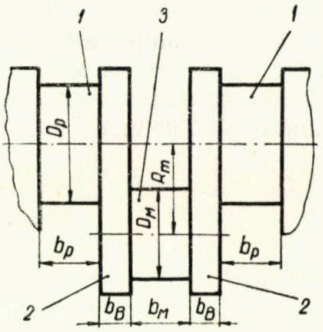


Fig. 4.

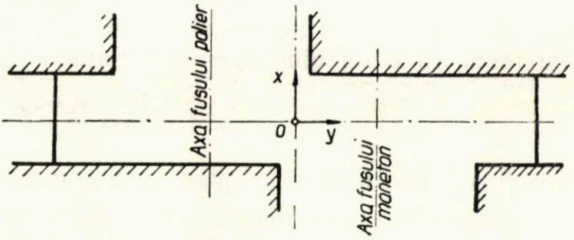


Fig. 5.

Partea deformată în cursul procesului de forjare este prezentată de cele două brațe. Din motive de simetrie este suficient a se considera un singur braț. Diametrele fusurilor paliere și ale fusurilor manetoane se pot considera egale. Rezultă configurația piesei supusă forjării (fig. 5).

Pentru o mai ușoară comparare cu cazul deformării între plăci plane paralele, porțiunea de cot de arbore este considerată rotită cu 90° față de poziția normală de lucru.

Problema se poate rezolva utilizînd teoria liniilor de alunecare. Se vor determina liniile de alunecare ca geometrie și repartizare spațială. Dacă acestea vor avea forma asimilabilă cu cea de la deformarea între plăci plane se pot utiliza în primă aproximație pentru calculul forțelor la forjarea cu fibraj continuu a arborilor cotiți mari, relațiile cunoscute în literatură.

3. METODA PROPUSĂ PENTRU DETERMINAREA CIMPULUI LINIILOR DE ALUNECARE LA FORJAREA ARBORILOR COTIȚI

Teoria liniilor de alunecare, precum și proprietăților lor a fost dezvoltată pe baza lucrărilor [9], [10], [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17] și alții.

Liniile de alunecare sînt linii de forfecare maximă, fiind caracteristicile ecuațiilor diferențiale hiperbolice care satisfac condițiile de echilibru static și de continuitate într-un corp plastic ideal supus la deformare în condiții de deformare plană. Se admite ca tensiunea tangențială critică k necesară pentru a produce deformarea este constantă și că în afara zonei plastice mai există zone în care materialul nu participă la deformare, adică în zone în care materialul este considerat rigid.

Pe partea plastică se poate determina o rețea de linii de alunecare formată din două familii de curbe ortogonale una pe alta, care satisfac condițiile limită de tensiune și de viteză.

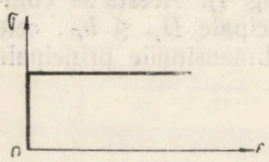


Fig. 6.

Se introduc următoarele ipoteze:

– Materialul supus deformării este presupus izotop, rigid și plastic perfect, avînd o relație tensiune specifică – alungire de forma celei prezente în fig. 6.

– Deformarea plastică a materialului este definită de legile deformării plane. O deformare se denumește plană, dacă este posibilă construirea unui sistem ce coordonate, în care toate componentele tensiunii depind de una și aceeași variabilă. În cazul cînd $\varepsilon_z = 0$, rezultă:

$$\sigma_z = \sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \tag{3.1}$$

deci fluxul plastic în orice plan xy este independent de z.

– Coeficientul de frecare între material și suprafețele deformante este presupus constant. Suprafața deformată se comportă ca perfect rugoasă dacă $\mu \geqslant 0{,}389$*.

– Suprafețele libere ale materialului se mențin plane și ortogonale pe suprafețele deformante în tot timpul deformării.

– Volumul materialului rămîne constant în tot timpul deformării; la fel temperatura se menține constantă.

– Suprafețele deformante sînt presupuse perfect rigide și materialul nu are joc în canalele matrițelor.

Metodele de construcție ale cîmpului liniilor de alunecare sînt analitice sau grafice,.

Metodele analitice de calcul au fost dezvoltate în lucrările [18], [15], [19]. Dezavantajul principal al acestor metode îl constituie volumul mare de calcule care pot fi practic realizate numai cu ajutorul mașinilor electronice de calcul. Sofman și Thomsen [20], [21], au dezvoltat metode grafice de construire a cîmpului de linii de alunecare. Avantajul principal al acestor metode este acela că sînt expeditive, iar precizia suficient de mare (eroarea față de metodele analitice nu întrece 2%).

Metoda propusă de autori constă în combinarea metodelor Sofman și Thomsen, aplicîndu-le numai pentru domeniile în care ele prezintă facilitate și rapiditate, obținîndu-se în final cîmpul total al liniilor de alunecare din porțiunea de arbore considerată.

Pentru urmărirea mai ușoară a aplicării metodei propuse, în cele ce urmează se va detalia construcția grafică pe domeniile concrete în care se utilizează metoda Sofman, respectiv Thomsen.

* Valoarea coeficientului de frecare $\mu = 0{,}389$ pentru suprafețele deformnate rugoase, rezultă din teoria liniilor de alunecare. După teoria deformării plane rezultă $\mu = 0{,}5$ iar după teoria simetriei axiale $\mu = 0{,}577$.

Se consideră cazul presării între două plăci plane a unui material de lungime finită l și de înălțime h (fig. 7) la care din motive de simetrie se efectuează construcția numai pentru un sfert din secțiune.

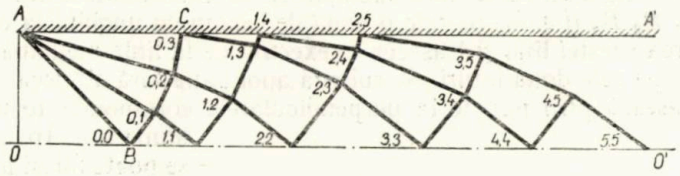


Fig. 7.

Conform metodei Sofman, construcția se începe la marginea liberă a corpului în triunghiul OAB rețeaua de linii de alunecare se compune din două familii de linii perpendiculare, care fac cu axa de simetrie OO' unghiul $\frac{\pi}{4}$. Tensiunile tangențiale în lungul liniei OO' sînt nule.

La această zonă aderă o rețea în evantai centrat cu centrul în A, compus din raze cu ξ = constant și arce de cerc cu η = constant. Componentele tensiunilor σ_x și σ_y sînt constante de-a lungul liniilor concurente fiind funcții liniare ale unghiului dintre liniile de alunecare și axa de simetrie. Unghiul BAC se împarte în n părți egale; n fiind un număr arbitrar ales în funcție de precizia dorită

$$\Delta\varphi = \frac{\pi}{4n}. \tag{3.2}$$

Arcul de cerc BC se înlocuiește cu o linie frîntă compusă din segmente egale (0.0 — 0.1 — 0.2 — 0.3). Se trasează segmentul 0.1 — 1.1 perpendicular pe 0.0 —0.1, segmentul 0.2—1.2 perpendicular pe 0.1—0.2 și segmentul 1.1—1.2 paralel cu 0.0—0.1 obținînd nodul 1.2. Similar se obține nodul 1.3 la intersecția segmentului 0.3—1.3 perpendicular pe 0.2—0.3 cu 1.2—1.3 paralel cu 0.1—0.2.

Rețeaua liniilor de alunecare construită prin metoda grafică este compusă din patrulatere la care două unghiuri sînt egale cu $\frac{\pi}{2}$ iar celelalte două sînt egale cu $\frac{\pi}{2} \pm \Delta\varphi$.

Unghiurile de înclinație ale liniilor de alunecare în punctul de intersecție cu axa OO' trebuie să fie egale cu $\frac{\pi}{2} \pm \Delta\varphi$. Pe baza condiției de limită adoptată liniile de alunecare ale familiei η = constant intersectează linia AA' sub unghiul $\frac{\pi}{2}$. Totodată linia de contact este înfășurătoare pentru liniile de alunecare ale familiei ξ= constant.

Limita zonei plastice 2.5 — 3.5 — 4.5 — 5.5 intersectează axa de simetrie OO' a piesei sub unghiul $\frac{\pi}{4}$.

Dacă se alege o altă linie de alunecare drept limită rigidă plastică, atunci nu mai este satisfăcută condiţia pe linia de simetrie iar zonele rigide din centru nu mai au contact punctual.

Metoda Thomsen permite trasarea liniilor de cîmp învecinate dacă se cunoaşte o linie de alunecare. Spre exemplu se consideră cunoscută linia de alunecare $OB_1\ B_2\ B_n$ (fig. 8). Se taie o pană de carton cu unghiul la care se urmăreşte trasarea acestei linii şi trasarea se execută de la linia mediană a penei perpendiculare pe cele două laturi. Se rulează apoi pana fără alunecare pe linia dată şi se trasează prin puncte la perpendicularele corespondente noua linie de alunecare. În loc de o pană se poate folosi un segment de pană, aşa cum se vede în fig. 9.

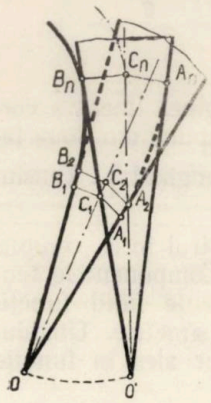


Fig. 8.

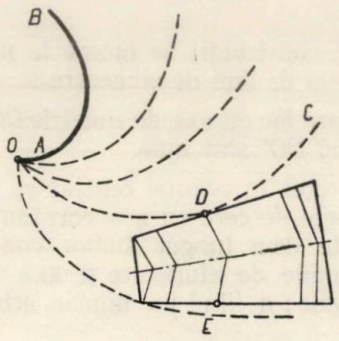


Fig. 9.

Cunoscînd două linii de alunecare — una primă şi alta secundă — este posibilă construirea reţelei pentru orice caz dat.

În cazul arborelui cotit se construieşte reţeaua liniilor de alunecare pentru situaţia finală de presare, cea corespunzătoare figurii. 4 (fig. 10).

Aplicînd metoda propusă liniilor de alunecare la cazul concret de forjare a braţului de manivelă (fig. 5) se observă că piesa are două axe oblice de simetrie care trec prin punctul *O*. Este suficient să se determine cîmpul de linii de alunecare pentru jumătate din piesă, cealaltă

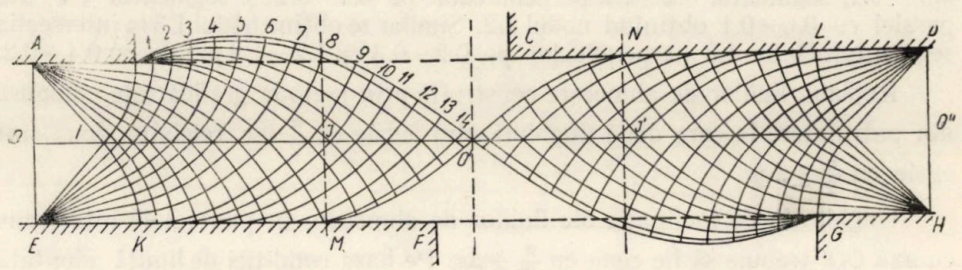


Fig. 10.

jumătate rezultă prin simetrie. Tot din motive de simetrie punctul de contact la limita de separaţie dintre zonele rigide şi cele plastice, trebuie să se găsească în centrul *O*.

Construcţia grafică se începe prin metoda Sofman (fig. 10). Din punctul *A* şi *E* se construiesc două evantaie centrate compuse din segmente de dreaptă

cu intervale unghiulare de 5°. Liniile care fac cu axa $O'OO''$ un unghi de 45° se intersectează în punctul I. În continuare între punctul IB, respctiv IK se continuă cu arce de cerc, care sînt înlocuite cu coardele respective. Se continuă apoi construcția grafică prin metoda indicată pînă la liniile de alunecare BJ, respectiv KJ.

Din punctul singular B se continuă construcția prin metoda Thomsen. Construcția se continuă pînă în punctul O. Ultima linie BO se obține prin încercări, unghiul penei fiind mai mic de 5°. Se trasează apoi liniile de alunecare secunde, plecînd de la linia de alunecare care trece prin J.

Partea dreaptă este simetrică.

Analizînd diagrama liniilor de alunecare obținută se constată existența unor zone rigide AIE, DIH, BON și MOG. Zona plastică pătrunde pe o adîncime destul de mică în interiorul fusurilor deasupra liniei punctate.

Dată fiind existența în vecinătate a zonelor rigide BON și MOG se poate afirma, în primă aproximație că, eroarea care se face asimilînd brațul de manivelă cu presarea între plăci plane paralele nu este prea mare, situație în care se pot utiliza pentru calculul forței de presare, relațiile date în literatură de către [22], [23], [24], [25] etc.

Afirmația este valabilă numai în cazul cînd utilizînd relațiile de calcul specificate, eroarea de calcul nu depășește 5%. Această problemă formează obiectul părții II a lucrării.

Primită la redacție la 2. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. E. Siebel, *Die Formgebung im bildsamen Zustand.* Düsseldorf, Verlag Stahleisen, 1932.
2. A. Geleji, *Die Bildsame Formung der Metalle in Rechnung und Versuch.* Berlin, Akademie Verlag, 1960.
3. E. P. Unksov, *Injenernaia teoria plasticinosti.* Mașghiz, 1959.
4. Lippmann H. Mahrenholtz, *Plastomechanik der Umformung metallischer Werkstoffe.* Springer Verlag, Berlin, Heidelberg New-York, 1967.
5. Schröder u. a., Press Foring Thin Sections: Effect of Friction Area, and Thickness on Pressure Required. J. Appl. Mech., 1949.
6. J. F. W. Bishop, On the Effect of Friction on Comppresion and Indentation Between Flat Dies. Journ of the Mechanics and Physics of Solids, 6, 1958.
7. Kobayashi and Thomsen, Approximate Solutions to a Problem of Press Forging Trans. ASME J. Eng. Ind. 81, 1958.
8. E. G. Thomsen e.a., Mechanics of Plastic Deformation in Metal Processing. New-York. Mac. Millan, 1965.
9. H. Hencky, Uber einige statisch bestimmte Fälle des Gleichgewichts in plastischen Körpern. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik. Bd. 3 1923.
10. L. Prandtl, Anwendungsbeispiele zu einem Henckyschen Satz über das plastische Gleichgewicht. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik Bd. 3, 1923.
11. C. Caratheodory und E. Schmidt, Uber die Hencky-Prandtlischen Kurven. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik Bd. 3, 1923.

12. H. Geiringer, Beitrag zum vollständigen ebenen Plastizitäts Problem. Proc. 3 Intern. Cogr. Appl. Mech. 2, 1930.
13. A. Naday, Theory of Flow and Fracture of Solids Mc. Graw Hill, New-York, 1950.
14. W. Prager und P. S. Hodge, *Theorie ideal plastischer Körper*. Wien, Springer Verlag, 1954.
15. V. Sokolovski, *Teoria plasticității*. Ed. Tehnică, 1954.
16. A. Ilionchinc, *Plasticité*. Eyrolles, Paris, 1956.
17. B. Hill, The Mathematical Theory of Plasticity. Oxford at the Clarendon Press, 1966.
18. R. Hill e.a., A Method of Numerical Analysis of Plastic Flow in Plane Strain and Its Application to the Compression of a Ductile Material Between Rough Plates. Trans. ASME J. Appl. Mech. 18. 73, 1951.
19. D. J. F. Ewing, A Series Method for Constructing Plastic Slip Line Fields. J. Mech, Phys. Solids 15, 1967.
20. L. A. Sofman, *Theoria i rasciotu proțessov holodnoi stampovki*, Maşghiz, 1964.
21. E. G. Thomsen, A new Method for the Construction of Hencky-Prandtl Nets. Trans. ASME, Journ of tie Applied Mechaniks, 79, 1957.
22. S. Kobayashi, E. G. Thomsen, Approximate Solutions to a Problem of Press Forging. Journal of Engineering of Industry, 1959.
23. J. M. Alexander, The Effect of Colomb Friction in the Plane Strain Compression of a Plastic-Rigid Material. Journal of the Mehanics und Physics of Solids, 1955.
24. A. P. Gren, A Theoretical Investigations of the Compression of a Ductile Material between Smooth Flat Dies.
25. W. Johnson, Plasticity for Mechanical Engineers. D. van Nostrand Comp. 1962.

МЕТОД РАСЧЕТА УСИЛИЙ СЖАТИЯ ПРИ КОВКЕ С НЕПРЕРЫВНЫМ ВОЛОКНОМ БОЛЬШИХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

I. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОЛЯ ЛИНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Для определения поля линий скольжения при ковке коленчатых валов с непрерывным волокном были скомбинированы графические методы Софмана и Томсона. Комбинируя эти два метода для коленчатого вала, в работе излагается метод графического представления поля линий скольжения. Спектр этого поля сходен со спектром полученным при пластической деформации между плоскими параллельными пластинами. Таким образом формулы существующие в литературе, могут быть использованы и при расчете сил сжатия в случае ковки коленчатых валов с непрерывным волокном.

EIN VERFAHREN ZUM BERECHNEN DER DRUCKKRÄFTE BEIM SCHMIEDEN VON GROSSEN KURBELWELLEN MIT UNUNTERBROCHENEM FASERVERLAUF

I. EIN GRAPHISCHES VERFAHREN ZUR BESTIMMUNG DES GLEITLINIENFELDES

(ZUSAMMENFASSUNG)

Zur Bestimmung des Gleitlinienfeldes beim Schmieden von Kurbelwellen mit ununterbrochenem Faserverlauf sind die graphischen Verfahren von Sofman und Thomsen angewendet. In der Arbeit wird eine Methode zur graphischen Darstellung des Gleitlinienfeldes angegeben, die sich auf eine Kombination der beiden oben erwähnten Verfahren stützt und für Kurbelwellen umgearbeitet ist. Das Spektrum dieses Feldes ist dem, beim Schmieden mit parallelen Flachplatten erhaltenen, ähnlich. Demzufolge können die in der Fachliteratur angegebenen Beziehungen zur Berechung der Druckkräfte beim Schmieden von grossen Kurbelwellen mit ununterbrochenem Faserverlauf Anwendung finden.

EFECTE TERMICE ALE FRECĂRII DE ROSTOGOLIRE CU ALUNECARE IN STRATURILE SUPERFICIALE ALE PIESELOR CĂLITE PRIN CURENȚI DE INALTĂ FRECVENȚĂ*

DE

GH. SAVII, L. BAGIU, V. TIRZIU, P. COJEREAN, GH. TACHE

1. SCOPUL LUCRĂRII ȘI MIJLOACELE DE INVESTIGAȚIE

În lucrare s-a urmărit a se scoate în evidență transformările structurale care se produc în straturile superficiale la suprafețe tratate termic prin curenți de înaltă frecvență și supuse frecării uscate în condițiile unei rostogoliri cu alunecare, la un oțel 40 C 10.

Datorită fenomenelor care însoțesc frecarea, se produc încălziri locale accentuate pe suprafețele în contact ceea ce atrage după sine modificări de stare ale constituenților de călire, martensită și austenită reziduală, astfel încît apar constituenți de revenire. Acesti constituienți fac ca structura în stratul superficial să devină neomogenă, mai ales după un ciclu mai îndelungat, neomogenitate care face să scadă proprietățile materialului privind rezistența la uzură.

Probele folosite avînd formă de role cu $\varnothing 60$ și $\varnothing 57$ mm, au fost prelucrate fin prin strunjirea suprafeței, după care s-a aplicat un tratament termic de călire prin curenți de înaltă frecvență după următorul regim :

Tabelul 1

	Temperatura de încălzire °C	Durata de încălzire	Mediul de răcire
călire	860	1,5 sec.	apă la 20 °C
revenire	160	45 min.	odată cu cuptorul.

* Prezentată la cea de a XIII-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T. din 10—12 mai 1968.

După tratarea termică suprafețele supuse frecării au fost netezite prin rectificare, obținîndu-se o rugozitate Ra = 0,35 ... 0,55 μm.

În vederea asigurării unor caracteristici cît mai apropiate ale perechilor de suprafețe supuse frecării de rostogolire cu alunecare, s-au sortat rolele după măsurarea durității HR_c, formîndu-se grupe așa cum se arată în tabelul 2.

Tabelul 2

Grupa		∅ 60mm				∅ 57mm			
I.	Simbol	1/1	1/3	1/5	1/7	1/2	1/4	1/6	1/8
	HR_c	60	61,8	62	61,5	61	62	62,2	61,8
II.	Simbol	2/1	2/3	2/5	2/7	2/2	2/4	2/6	2/8
	HR_c	61,5	61,5	62	63,6	61,6	61,4	62,5	63
III.	HR_c	3/1 61,2	3/3 62	3/5 61,8	3/7 62	3/2 62	3/4 61,5	3/6 62	3/8 61,6

Prin formarea cuplurilor între role de ∅ 60 mm cu ∅ 57 mm se realizează un coeficient relativ de alunecare de 6,66. S-au format următoarele cupluri: cuplul I: rola $^1/_1$ rola $^1/_2$; cuplul II: rola $^1/_3$ cu rola $^1/_4$ etc.

Cuplurile astfel formate au fost supuse unui ciclu de rulare cu încărcări specifice corespunzătoare la 5; 7,5; 10 kgf/cm².

Aceste încercări corespund încercărilor specifice care apar la angrenajele de roți dințate cilindrice cu dinți drepți. Încercările s-au efectuat pe instalația descrisă în lucrarea [2].

Ciclurile de rulare după care s-au făcut măsurările gravimetrice, relativ la uzura produsă, sînt specificate în tabelul 3.

Tabelul 3

Numărul ciclului	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
rotații	5×10^4	10×10^4	15×10^4	20×10^4	30×10^4	40×10^4	50×10^4	60×10^4	70×10^4	80×10^4	90×10^4	100×10^4

Analiza rezultatelor obținute în urma rulării, în ceea ce privește efectele termice ale frecării s-a făcut după următoarele cicluri:

- la cuplul I de role după 15×10^4 rotații
- la cuplul II 40×10^4 rotații
- cuplul III 70×10^4 rotații
- la cuplul IV 100×10^4 rotații

2. REZULTATELE INCERCĂRILOR

2.1. Uzura

În lucrarea anterioară [1], au fost prezentate rezultatele şi analizele comportărilor pentru acelaşi material. În vederea cunoaşterii influenţei unor factori care sînt prezenţi în procesul de frecare s-a trecut la analiza modificărilor structurale care se produc la suprafaţa piesei, în stratul tratat termic, modificări cauzate de fenomenele care apar în timpul şi din cauza frecării dintre cele două suprafeţe.

Pierderile în greutate a pieselor supuse rulării pot fi urmărite în diagramele din figurile 1, 2 şi 3. Din analiza diagramelor se desprinde, aşa după cum era de aşteptat, că uzura este cu atît mai mare cu cît ciclul de rulare este mai lung şi cu cît coeficientul de încărcare specifică este mai mare.

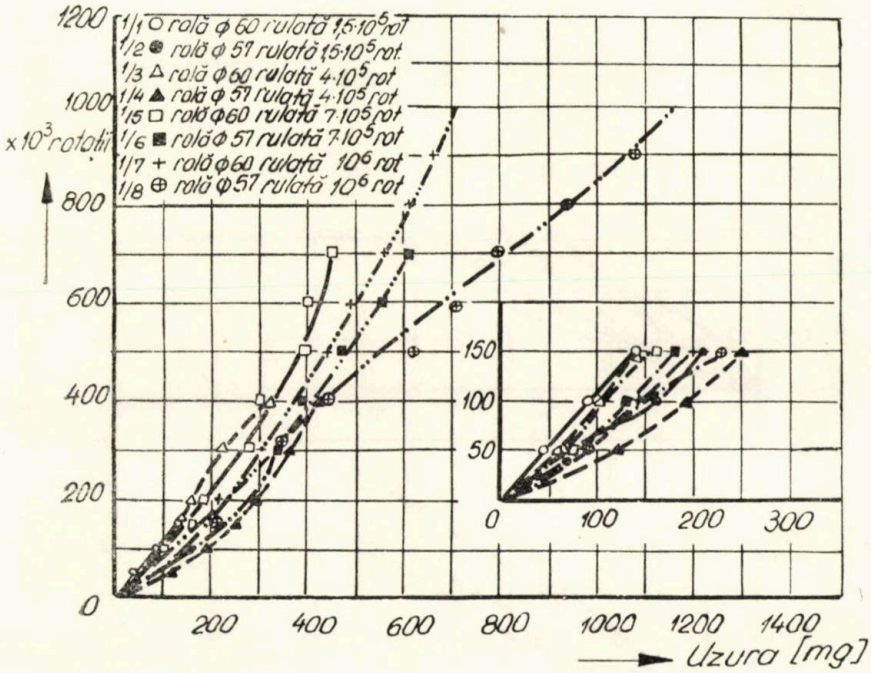


Fig. 1. Variaţia uzurii rolelor în cazul încărcării specifice de 5 kgf/cm².

Diagramele arată — în concordanţă cu rezultatele obţinute în lucrarea [1] — că uzura este mai pronunţată la rolele „mici" (∅57 mm) şi mai mică la rolele mari (∅60 mm).

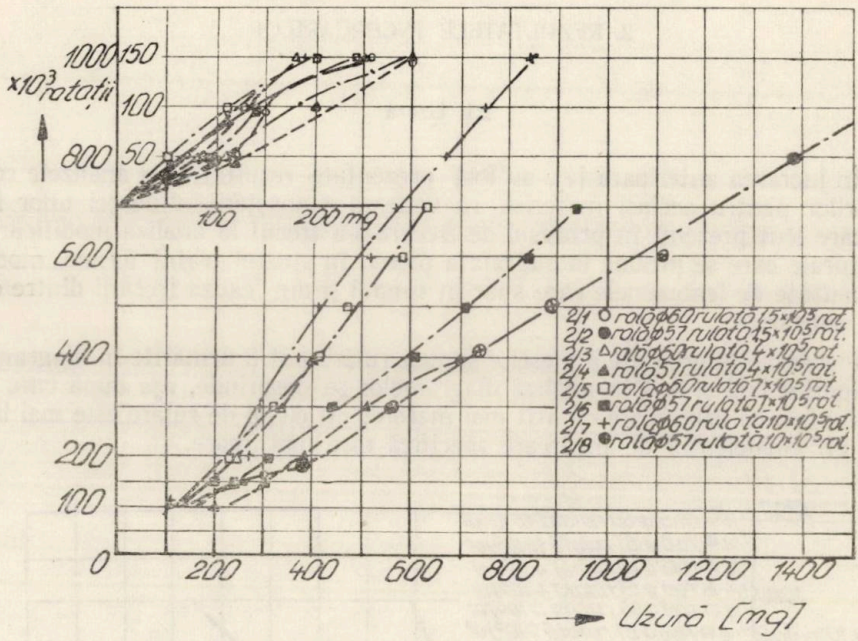


Fig. 2. Variația uzurii rolelor în cazul încărcării specifice de 7,5 kgf/cm².

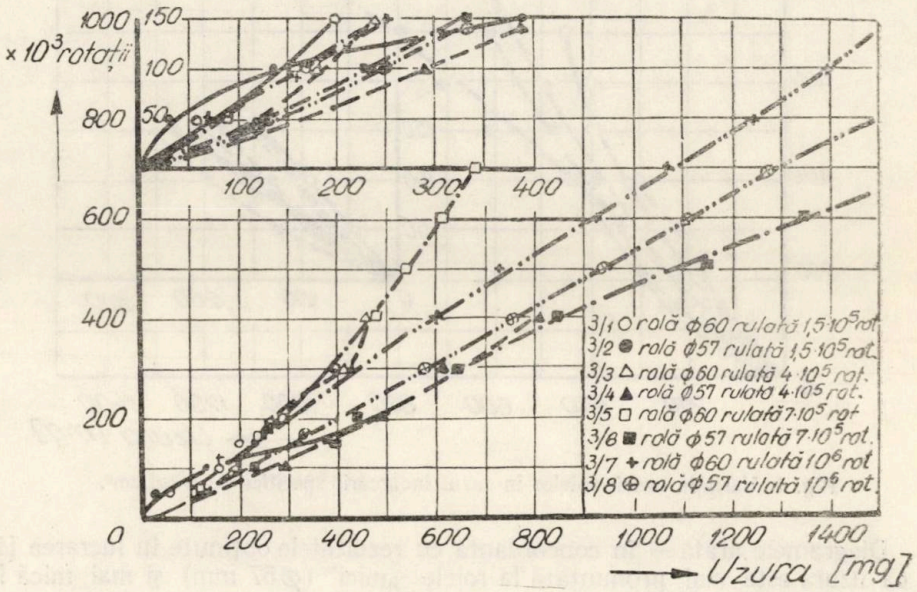


Fig. 3. Variația uzurii rolelor în cazul încărcării specifice de 10 kgf/cm².

2.2. Efectul termic al uzurii

În urma tratamentului termic de călire prin curenți de înaltă frecvență grosimea stratului martensitic ar trebui să fie de cca. 1,5 ... 1,8 mm. Făcînd însă o examinare mai detailată și analizînd structura sub aspect microdurimetric, adîncimea de pătrundere a stratului călit este 1,2 ... 1,3 mm, acest strat conținînd constituienți metalografici formați din martensită și austenită reziduală.

Variația durității Vikers, a stratului călit în funcție de distanța de la suprafața probei este redată în figura 4.

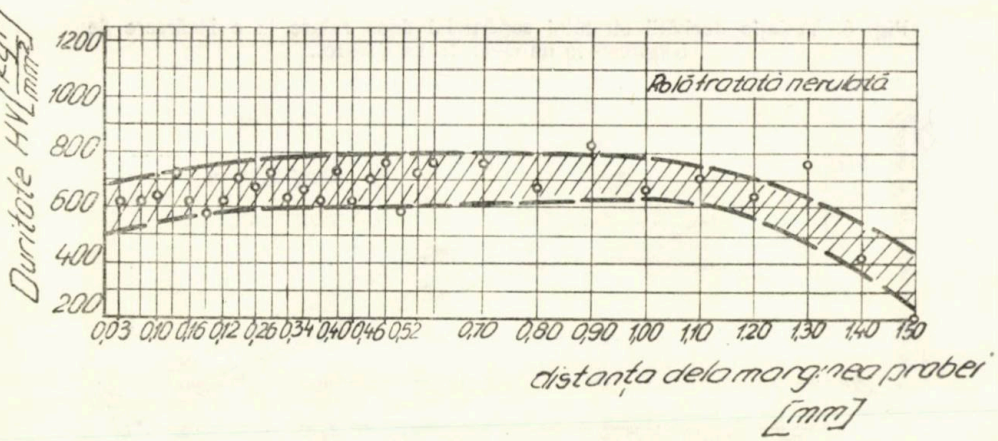


Fig. 4. Variația durității în stratul călit superficial a unei role nerulate.

Din examinarea cîmpului de dispersie a microdurităților se poate constata că austenita reziduală însoțește constituentul metalografic de bază, martensita, pînă la o adîncime de aproximativ 0,50 mm. Cantitatea cea mai mare de austenită reziduală apare însă pînă la 0,2 mm, măsurat de la marginea probei.

Peste 1,3 mm se constată puncte microdurimetrice a căror scădere este aproape bruscă, ceea ce arată că peste această zonă intervine pregnant călirea incompletă.

În diagramele din figurile 5–16 este arătată variația durității Vickers a stratului călit in funcție de distanța de la suprafața exterioară, corespunzătoare celor patru grupe de cicluri: 15×10^4, 40×10^4; 70×10^4 și 100×10^4 rotații și celor trei încărcări distincte: 5; 7,5 și 10 kgf/cm^2,

Diagramele obținute arată că la aceeași încărcare specifică efectul termic prin care se modifică duritatea, este cu atît mai accentuat cu cît ciclul de rulare este mai lung. Astfel în cazul rolelor încărcate la un ciclu pînă la 40×10^4 rotații scăderea durității este neesențială atît la suprafață cît și spre interior. La creșterea ciclului se constată o tendință de scădere a durității pînă la

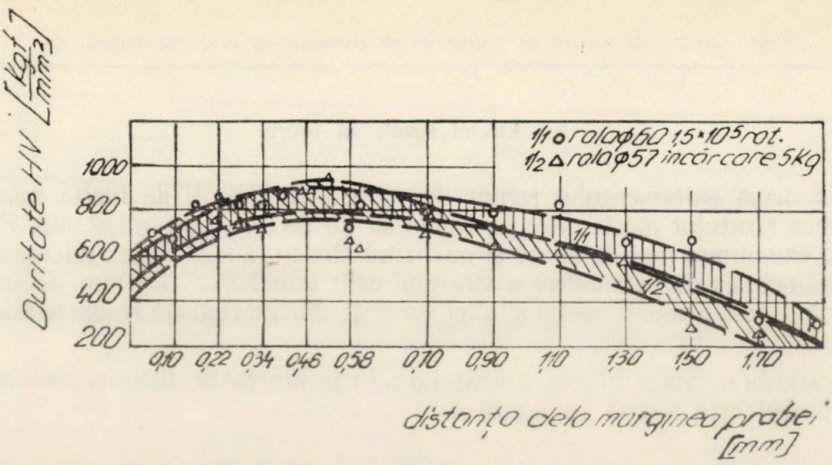


Fig. 5. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 5 kgf/cm² la un ciclu de 1.5×10^5 rot.

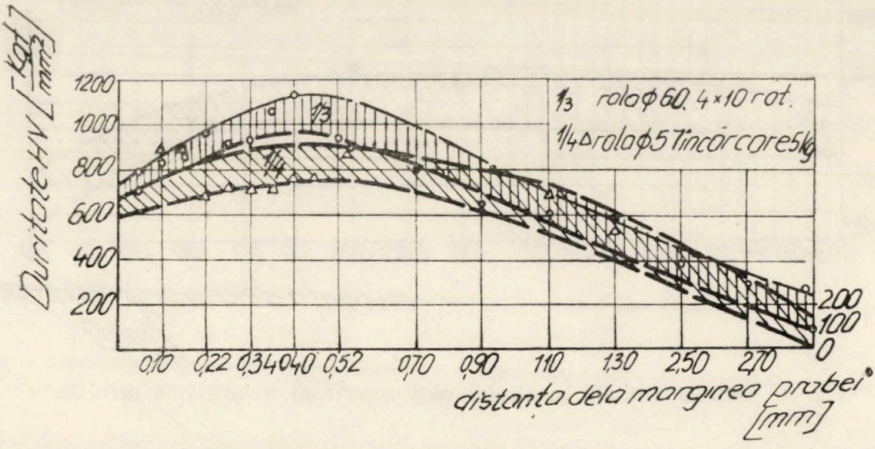


Fig. 6. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 5 kgf/cm² la un ciclu de 4×10^5 rot.

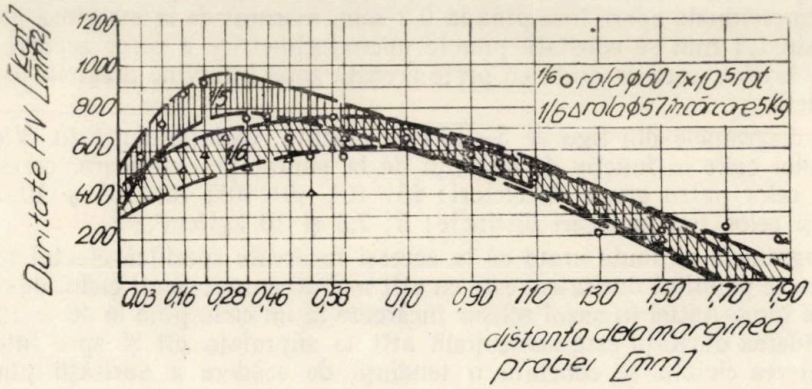


Fig. 7. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 5 kgf/cm² la un ciclu de 7×10^5 rot.

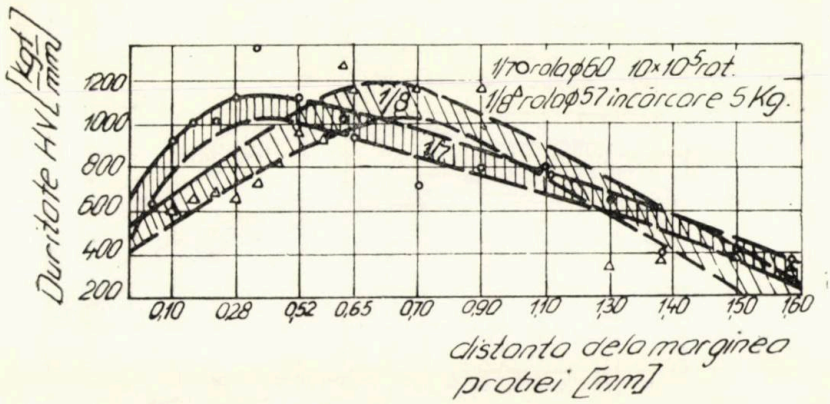


Fig. 8. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 5 kgf/cm² la un ciclu de 10×10^5 rot.

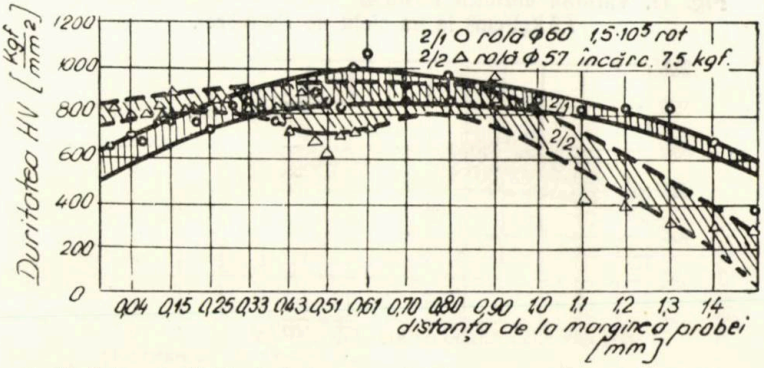


Fig. 9. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 7,5 kgf/cm² la un ciclu de $1,5 \times 10^5$ rot.

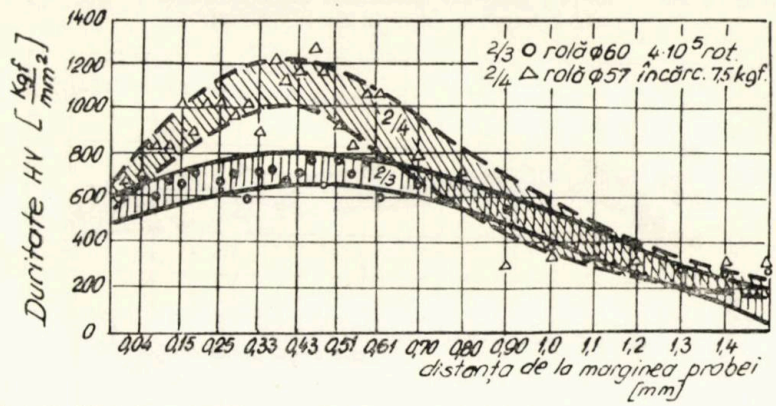


Fig. 10. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 7,5 kgf/cm² la un ciclu de 4×10^5 rot.

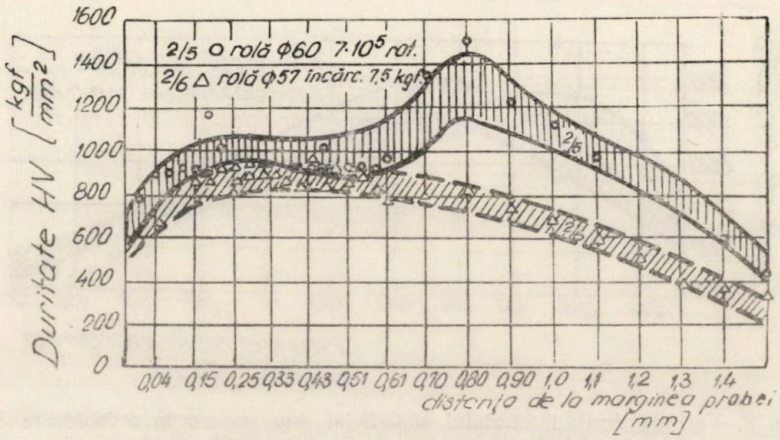


Fig. 11. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 7,5 kgf/cm² la un ciclu de 7×10^5 rot.

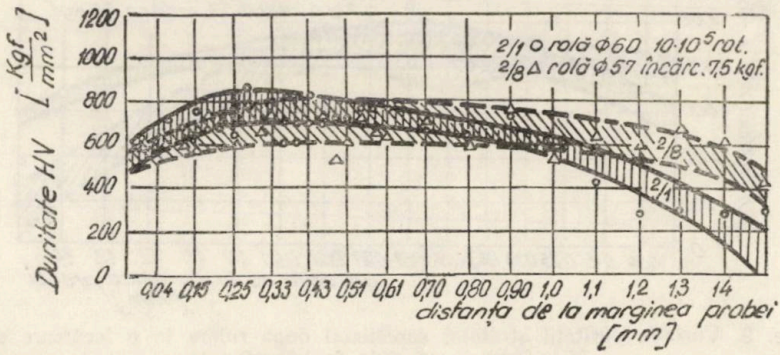


Fig. 12. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 7,5 kgf/cm² la un ciclu de 10×10^5 rot.

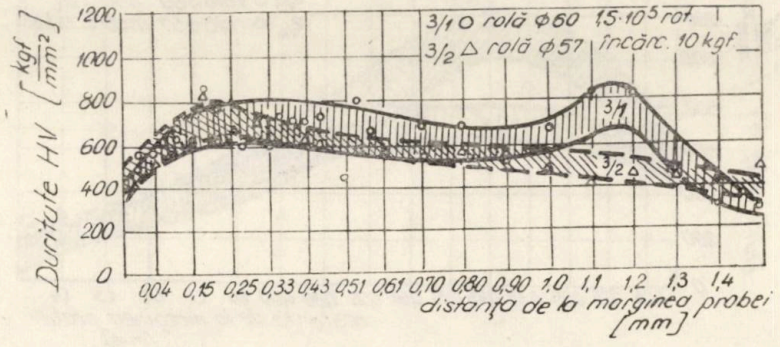


Fig. 13. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 10 kgf/cm² la un ciclu de $1,5\times10^5$ rot.

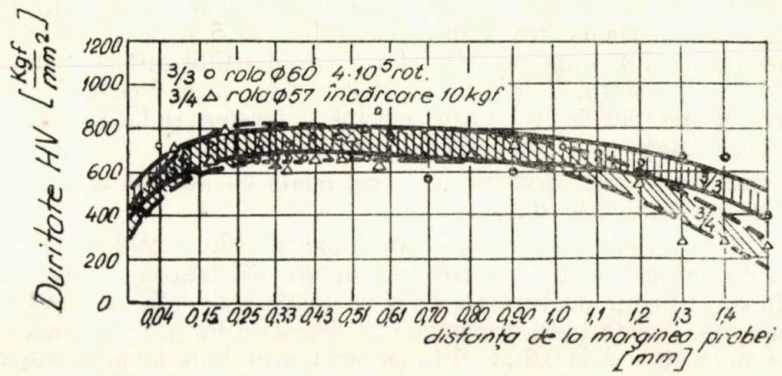


Fig. 14. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 10 kgf/cm² la un ciclu de 4×10^5 rot.

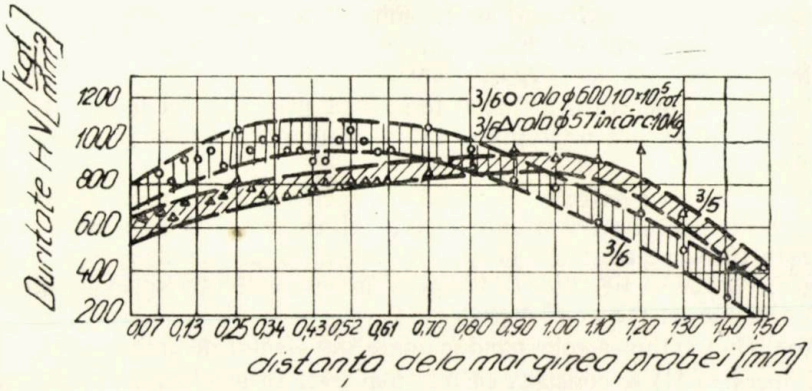


Fig. 15. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 10 kgf/cm² la un ciclu de 7×10^5 rot.

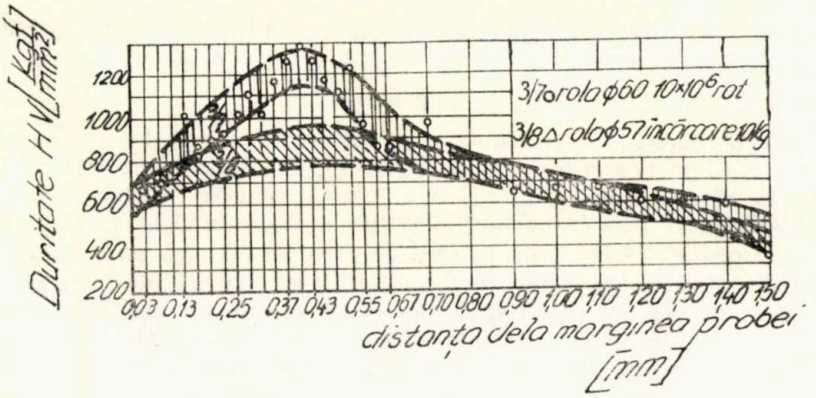


Fig. 16. Variația durității stratului superficial după rulare la o încărcare de 10 kgf/cm² la un ciclu de 10×10 rot.

aproximativ 10% din valoare inițială. Această modificare se constată pînă la o adîncime de 0,2 mm la încărcarea specifică a rolelor de 5 kgf/cm². În cazul încărcării specifice de 7,475 kgf/cm² efectul scăderii durității atît la suprafața probei cît și spre interiorul ei se face simțit încă de la primul ciclu de rotație, iar la încărcarea specifică de 10 kgf/cm², efectul de revenire se face simțit de la primul ciclu de rotații pe o adîncime de pînă la 0,2 mm.

În cadrul aceleiași încărcări specifice, odată cu mărirea ciclului de rulare efectul de revenire este diferit.

Efectului de revenire prin încălzirea provenită de la căldura dezvoltată la frecarea de rostogolire cu alunecare i se supune atît martensita, care se transformă în constituenți de revenire cît și austenita reziduală, care se transformă în martensită. Aceste transformări au fost depistate fie prin punctele dure din zone ale piesei situate la 0,2 ... 0,4 mm de la suprafață, fie prin creșterea durității totale a microstructurii obținute după rulare.

Dat fiind faptul că transformarea martensitei începe la 80°C, se continuă prin trecerea prin constituient de revenire și se termină în jurul temperaturii de 700°C, la încercările efectuate am constatat că temperaturile maxime ale suprafeței piesei nu au depășit 350°C.

Această temperatură a fost determinată prin metodă indirectă de măsurare, efectuată asupra unor probe călite, similar cu rolele încercate, și revenite clasic.

Se constată că datorită efectului de microsudură a piscurilor obținute la rectificare, temperatura stratului superficial, chiar la cele mai ușoare regimuri, depășește 100°C pe adîncimi de pînă la 0,1 mm, iar în cazul regimurilor grele (10 kgf/m² și 100 × 10^4 rotații), temperatura suprafeței piesei să ajungă la 320°C pe o adîncime de 0,3 ... 0,4 mm.

Analizînd acțiunea rolei conducătoare sau efectul de „pilă", cum a fost numit în lucrarea [1] se constată că rola mai mică se încălzește în marea majoritate a cazurilor mai accentuat producînd o scădere mai evidentă a microdurității.

Cazurile de suprapuneri, de intersectări ale curbelor sau de inversiuni, se explică prin probabilitatea distribuirii neordonate a austenitei reziduale cît și a transformării ei la efectul produs prin frecare.

Așezarea oarecum întîmplătoare a constituenților metalografici obținuți în urma călirii prin curenți de înaltă frecvență, face ca la rulare să apară puncte cu mult în afara cîmpului normal de dispersie microdurimetrică. Poate că și condițiile de lucru variind neesențial pentru regimul de călire, ca atare să fi adus unele modificări esențiale în ceea ce privește apariția unor puncte foarte dure sau foarte moi. De asemenea și omogenitatea materialului care prin cantitatea oarecum scăzută de crom (1,0%) să afecteze unele valori microdurimetrice. Toate acestea ne-au determinat să considerăm efectul termic ca un „efect global" și să luăm în considerare fenomenele cele mai elocvente, deviațiile care nu au constituit abateri accidentale atribuite împrejurărilor cauzate de fenomenele mai sus amintite, sau unor cauze mai puțin determinate.

Ceea ce este demn de reţinut este faptul că efectul termic al frecării este determinant mai ales în cazul pieselor tratate termic pentru durificarea superficială sau totală.

CONCLUZII

Din analiza rezultatelor obţinute se desprind următoarele concluzii :

Prin frecarea uscată de rostogolire cu alunecare a unor suprafeţe călite prin CIF în condiţiile încercărilor noastre se produce o încălzire care în unele puncte ale suprafeţei atinge temperatura de 320°C.

2. Temperatura rezultată din căldura de la frecare, în ansamblu pe suprafaţă şi în stratul superficial al piesei atinge valori care depăşesc uşor 100°C.

3. Temperaturile locale cît şi cele în ansamblu stratului superficial produc reveniri ale stratului superficial care pot fi joase sau chiar medii.

4. Temperaturile înalte provoacă chiar microsuduri [4]. Aceste temperaturi înalte difuzează un flux de căldură care determină o temperatură medie suficient de ridicată pentru transformarea martensitei în constituenţi de revenire şi vor da deci puncte moi, fie vor produce transformarea austenitei reziduale în martensită, şi vor da puncte dure.

5. Temperaturile joase dar de lungă durată vor da o revenire lentă, iar atunci cînd piesa funcţionează îndelungat la frecare uscată creşterea temperaturii generale a piesei va determina reveniri pe adîncimi de straturi foarte mici care vor transforma structura obţinută în urma călirii într-o structură aidoma uneia obţinută în urma unui tratament de îmbunătăţire. Uzura rezultată în urma acestei transformări structurale dar mai ales în timpul transformării va fi accentuată, adică va fi ca şi în cazul pieselor netratate termic.

BIBLIOGRAFIE

1. Gh. Savii, M. Truşculescu, L. Bagiu, V. Tîrziu, Gh. Tache, Studiul legăturilor între tratamentul termic superficial, rugozitatea suprafeţei şi uzură în cazul frecării de rostogolire cu alunecare. Bul. Ştiinţ. şi Tehn. I.P.T. Tom 12 (26) 1967.
2. Gh. Savii, M. Truşculescu, L. Bagiu, Gh. Tache, V. Tîrziu, Studiul legăturii între starea suprafeţei şi uzura în cazul frecării de alunecare. Bul. Şt. şi Tehn. I.P.T. Tom 9 (23) 1964.
3. H. Bufler, Zur theorie der rollenden Reibung. Ingenieur Archiv XXVII 1959.
4. I. I. Caubet, *Theorie et pratique industrielle du frottement* Ed. Dunod 1964.

ТЕРМИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ СО СКОЛЬЖЕНИЕМ В ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЯХ ИЗДЕЛИЙ ПОДВЕРГНУТЫХ ЗАКАЛКЕ ТОКАМИ ВЫСОКОЙ ЧАСТОТЫ

(РЕЗЮМЕ)

Работа является продолжением испытаний проведенных в области поведения при износе некоторых используемых в машиностроении сталей.

Выявляются структурные превращения в поверхностных слоях роликов из стали 40 С 10 подвергнутых закалке т.в.ч.

Подчеркивается факт, что при трении качения со скольжением в случае сухого трения вместе с увеличеним цикла вращения происходит поверхностный нагрев от 100 °С до 320 °С, который приводит к отпуску закаленного материала, что является одним из факторов уменьшающих сопротивление износу.

THERMISCHE EFFEKTE DER ROLLREIBUNG MIT GLEITUNG IN OBERFLÄCHENSCHICHTEN DER MIT HOCHFREQUENZ GEHÄRTETEN WERKSTÜCKE

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die vorliegende Arbeit ist eine Fortsetzung der durchgeführten Versuche auf das Abnutzungsverhalten einiger im Maschinenbau benützten Stähle.

Die Arbeit bringt die Strukturänderungen zum Vorschein, die in den Oberflächenschichten einer aus Stahl 40 C 10 hergestellten Rolle erscheinen, die mit Hochfrequenzstrom gehärtet wurde.

Man stellt fest, dass sich bei Rollreibung mit Gleitung im Falle trockener Reibung, mit steigendem Rotationszyklus Oberflächen erwärmungen bilden, die bis zu Temperaturen zwischen 100°C und 320°C führen und gleichzeitig das Material enthärten. Dies ist einer der Faktoren der seinem Verschliesswiderstand herabsetzt.

SUDAREA CU ARC IN MEDIU DE CO_2 A CUSĂTURILOR VERTICALE CU FORMAREA FORȚATĂ

DE

C. ȘARLĂU

1. INTRODUCERE

În ultimii ani, cercetători din alte țări, [3], [5], [9] au început să studieze posibilitatea aplicării procedeului cu arc în gaz protector, la executarea cusăturilor cu axa longitudinală verticală. Aceste cusături se realizează de obicei la montaj.

Sudarea cu arc în gaz protector pe verticală cu formarea forțată a cusăturilor se poate aplica în cazul sudării pieselor din oțel obișnuit, din oțel slab aliat și aliat pentru construcții sudate de grosime 12 ... 40 mm. Gazul protector este CO_2, Ar, sau amestec din aceste gaze, în funcție de oțelul care se sudează [1], [2], [4], [6], [7]. Cercetările efectuate au arătat că acest procedeu este economic și productiv deoarece permite mărirea vitezei de sudare. În graficul din fig. 1 [9] se arată comparativ viteza de sudare pe verticală: la sudarea manuală (*3*); sudarea în baie de zgură topită (*2*); și sudarea în gaz protector CO_2 (*1*).

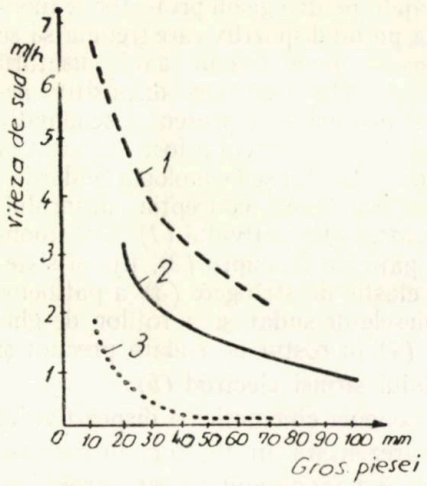


Fig. 1. Viteza de sudare comparativ.

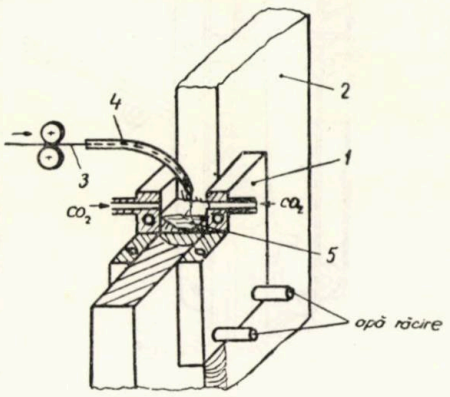


Fig. 2. Schema procedeului de sudare.

Schema procedeului de sudare cu arc în gaz protector pe verticală este prezentată în figura 2. Patinele de cupru *(1)*, răcite cu apă, menţin baia sudurii în rostul de sudare dintre piese *(2)* forţînd formarea cusăturii numai în acest spaţiu *(5)* şi se deplasează pe verticală de-a lungul axei cusăturii cu o viteză egală cu viteza de sudare. Sîrma electrod *(3)* este antrenată şi ghidată în rostul de sudare cu ajutorul unui dispozitiv mecanizat. Ghidajul sîrmei electrod *(4)* şi patinele de cupru sînt montate pe un dispozitiv (fig. 4) care le deplasează de-a lungul axei cusăturii (vertical). Gazul protector, de exemplu CO_2 este adus în zona arcului şi băii sudurii cu ajutaje montate în patinele de cupru sau la partea lor superioară. În ce priveşte conducerea gazului protector în zona sudării există mai multe posibilităţi. Protecţia cea mai bună a arcului şi băii sudurii este asigurată în cazul montării ajutajelor în patinele de cupru, dar în această situaţie există pericolul obturării ajutajelor şi de aceea acestea se aşează la partea superioară a patinelor de cupru, conform schemei din fig. 3. La noi în ţară nu s-a cercetat aplicarea acestei metode de sudare deşi are domenii de aplicare. De aceea în această lucrare se cercetează elaborarea utilajelor şi a tehnologiei pentru cazul sudării oţelului obişnuit de construcţie.

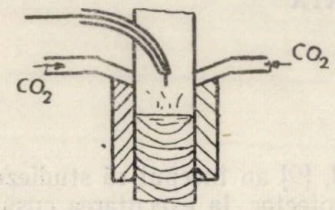


Fig. 3. Schema dirijerii gazului protector în zona arcului.

2. UTILAJE ŞI MATERIALE

Pentru studiu şi aplicarea procedeului de sudare cu arc în gaz protector pe verticală, sînt necesare utilaje şi materiale specifice. Aşa cum se observă în schema procedeului din fig. 2, patinele de cupru, ghidajul sîrmei electrod şi ajutajele pentru gazul protector se montează pe un dispozitiv care trebuie să se deplaseze de-a lungul axei cusăturii verticale. Un asemenea dispozitiv acţionat manual este prezentat schematic în fig. 4. Dispozitivul a fost executat la catedra Utilajul şi Tehnologia Sudării — Timişoara, după concepţia autorului. Pe cadrul dispozitivului *(1)* sînt montate patinele de cupru *(2)*, tija şi sistemul elastic de strîngere *(3)* a patinelor pe piesele de sudat şi a roţilor de ghidare *(4)* în rostul de sudare precum şi ghidajul sîrmei electrod *(5)*.

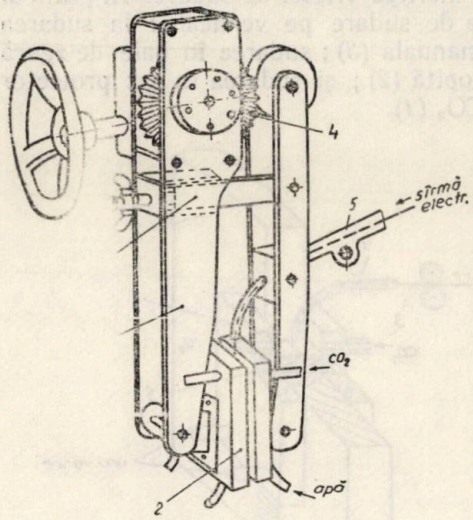


Fig. 4. Dispozitivul de sudare.

Schema cinematică a dispozitivului este prezentată în fig. 5 *a*, în care s-a notat cu *1* angrenajul melcat, *2* roată de

mînă și *3* roată conică cu dinți ascuțiți pentru ghidarea și antrenarea dispozitivului de-a lungul rostului de sudare pe piesele de sudat. Considerînd că roata de mînă va face în medie $n_1 = 10$ rot/min, pentru o viteză de deplasare a pati-

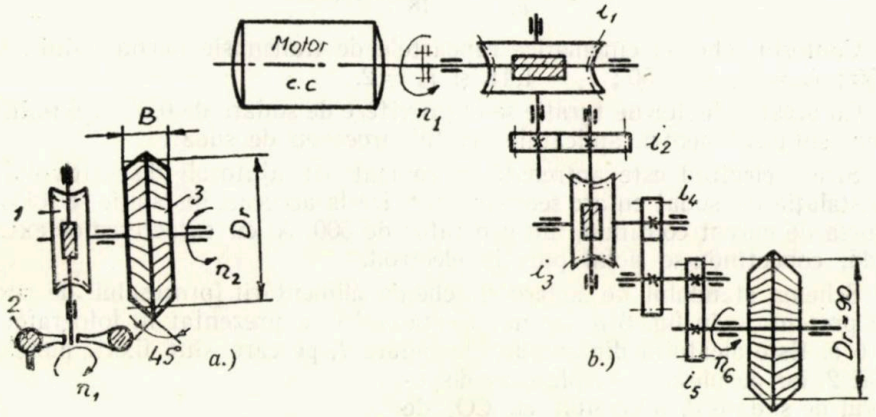


Fig. 5. Schema cinematică a dispozitivului de sudare:
a — manual; *b* — mecanizat.

nelor, adică pentru o viteză de sudare medie de $v_s = 2$m/h sau $v_s = 3{,}34$ cm/min, raportul de transmisie va fi:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_1}{\frac{v_s}{\pi \cdot D_r}}; \quad i = \frac{10}{\frac{3{,}34}{\pi \cdot 9}} = 85$$

în care D_r este diametrul mediu al roții de ghidare și antrenare. Cu acest mecanism se pot realiza viteze de sudare de 1,0 ... 4 m/h, prin modificarea turației n_1 a roții de mînă (manevră).

Dimensiunea B a roții de ghidare, antrenare, ține seama de mărimea rostului de sudare. Dacă rostul de sudare este $b = 10 + \sqrt{s}$, în care s este grosimea pieselor de sudat, atunci lățimea roții de ghidare antrenare, este $B = 1{,}6\,b$. Luînd în considerare grosimea maximă a pieselor de sudat $s = 40$ mm se obține $B = 29$ mm.

Pentru acționarea mecanizată a dispozitivului de sudare pe verticală, se folosește un motor de curent continuu cu puterea de 100 Watt și turația 2 400 rot/min. Motorul acționează roata de ghidare antrenare, prin intermediul unui reductor de turația a cărui schemă cinematică este prezentată în fig. 5 *b*.

Considerînd viteza medie de sudare $v_s = 2$ m/h, respectiv $v_s = 3{,}34$ cm/min, turație medie a roții de ghidare antrenare, cu diametrul D_r este:

$$n_6 = \frac{v_r}{\pi \cdot D_r} = \frac{3{,}34}{\pi \cdot 9} = 0{,}118 \text{ rot/min.}$$

Cunoscînd turaţia motorului şi turaţia roţii de ghidare raportul total pe transmisie este:

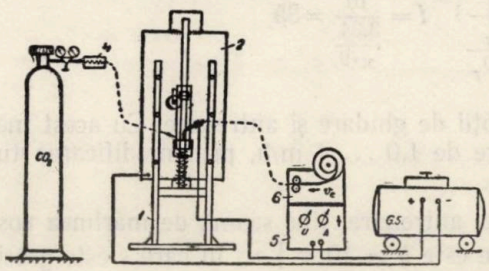
$$i = \frac{n_1}{n_6} = \frac{2400}{0{,}118} = 20{,}300$$

Conform schemei cinematice rapoartele de transmisie parţiale sînt: $i_1 = 50$; $i_2 = 3$; $i_3 = 50$; $i_4 = 1{,}41$ şi $i_5 = 2$.

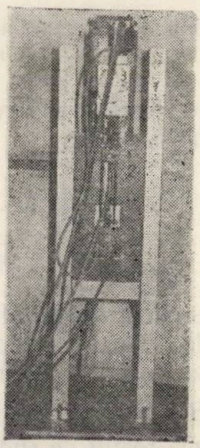
Cu acest reductor de turaţie se obţin viteze de sudare de 0,8 ... 6 m/h, domeniu suficient pentru aplicaţiile acestui procedeu de sudare.

Sîrma electrod este antrenată mecanizat cu ajutorul dispozitivului de la instalaţia de sudat cu arc semiautomat. De la acceeaşi instalaţie se foloseşte şi sursa de curent continuu, un generator de 500 A cu caracteristică externă rigidă, conectîndu-se polul plus la electrod.

Schema standului de sudare şi schema alimentării procesului de sudare este prezentată în fig. 6 *a*, iar numai standul este prezentat în fotografia din fig. 6 *b*. Este alcătuită din standul de sudare *1*, pe care sînt fixate piesele de sudat 2, iar pe piese se deplasează dispozitivul de sudare *3*, alimentat cu CO_2 de la butelie, printr-un încălzitor şi purificator. Alimentarea cu energie electrică se face de la generatorul de curent *GS* prin cutia de comandă *5*. Sîrma electrod este antrenată de dispozitivul *6*.



a.)



b.)

Fig. 6. Schema instalaţiei de sudare (*a*); fotografia standului (*b*).

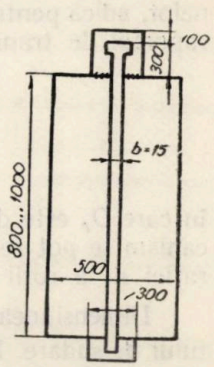


Fig. 7. Pregătirea pieselor de sudat.

Procedeul de sudare cu arc în gaz protector pe verticală cu formarea forţată a cusăturii a fost aplicat la sudarea oţelului obişnuit de construcţie (OL 38). Probele pentru sudare se pregătesc conform figurii 7.

Sudarea se face în bioxid de carbon cu puritatea de cel puţin 98,5%. Pentru a micşora gradul de stropire se recomandă introducerea în CO_2, oxigen în proporţie de cca 3%. Sîrma pentru sudare din oţel, trebuie să conţină Mn şi Si în cantitate mai mare, precum şi Al, Ti pentru a favoriza dezoxidarea băii sudurii. Cantitatea de Mn şi Si trebuie să satisfacă raportul Mn/Si = 2 [8].

Sîrma S10MS pentru sudarea în CO_2 ce are compoziția chimică : 0,14%C ; 1,0% Si ; 2,0% Mn ; 0,03% S ; 0,03% P și 0,2% Al, se poate folosi cu rezultate bune la sudarea pe verticală în CO_2. Diametrul sîrmei este de 1,8 .... 2,4 mm.

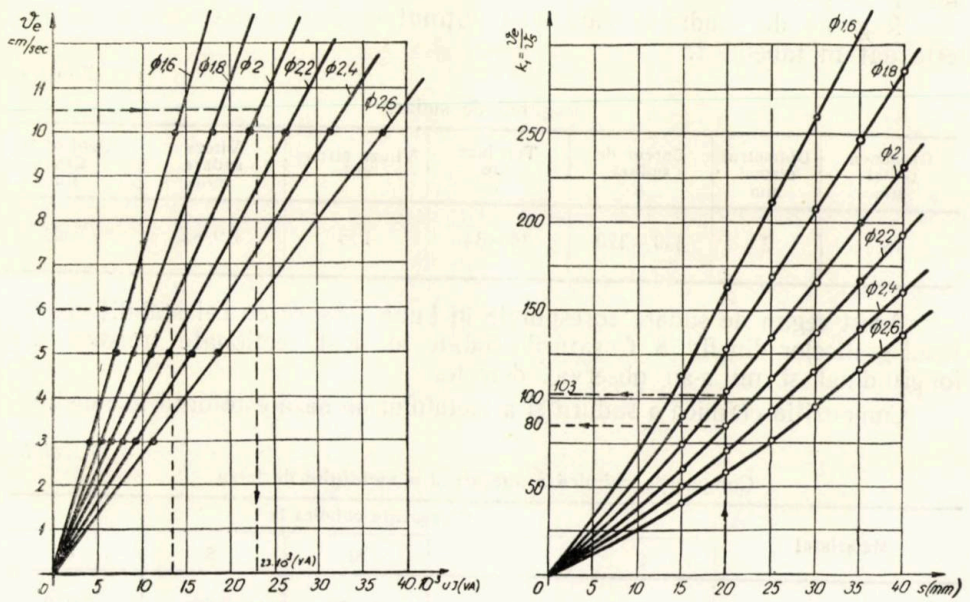
3. STABILIREA PARAMETRILOR REGIMULUI DE SUDARE

Stabilirea parametrilor regimului de sudare cu arc în gaz protector pe verticală cu formarea forțată a cusăturii, se face pornind de la elementele geometrice ale cusăturii sudate și diametrul sîrmei electrod. Principalii parametrii ai regimului de sudare sînt : curentul de sudare, tensiunea arcului, viteza de sudare, viteza electrodului și presiunea s-au debitul gazului care se determină în funcție de grosimea piesei. Secțiunea sudurii depuse din metal de adaos (din sîrma electrod) este : $A_d = b \cdot s = (b_0 + \sqrt{s})\, s$.

Între volumul metalului topit din sîrma electrod și volumul sudurii realizate, ținînd seama de pierderile prin stropire și ardere, care se apreciază la 5%, se poate scrie relația : $0{,}95 \cdot v_s \cdot A_d = v_e \cdot A_e$; în care v_e=viteza electrodului ; A_e=secțiunea electrodului ; v_s=viteza de sudare.

Raportul între viteza electrodului și viteza de sudare exprimate în funcție de metalul depus în rostul de sudare și de cel topit din electrod este :

$$\frac{v_e}{v_s} = 0{,}95 \cdot \frac{A_d}{A_e} = 0{,}95\, \frac{(10+\sqrt{s})\, s}{\frac{\pi \cdot d_e^2}{4}} = k_1.$$



b). *a*).

Fig. 8. Grafice pentru determinarea parametrilor regimului de sudare :
a — viteza sîrmei electrod; *b* — curentul de sudare.

Valorile raportului k_1 în funcţie de grosimea pieselor de sudat s, şi de diametrul sîrmei electrod d_e, se pot citi în graficul din fig 8 *b* [6]. Astfel pentru $s = 20$ m şi $\varnothing 2$ mm se obţine $k_1 = 102$. Dacă la sudare se alege $v_s = 3$ m/h, atunci $v_e = k_1 \cdot 3 = 306$ m/h, respectiv 8,5 cm/sec. S-a determinat astfel relaţia dintre viteza şi diametrul electrodului în funcţie de grosimea piesei de sudat.

Curentul de sudare se determină pornind de la relaţia care exprimă căldura arcului folosită la topirea sîrmei electrod: $0{,}24 \cdot U \cdot I \cdot \eta_{te} = c \cdot \gamma \cdot v_e \cdot A_e (\vartheta_{pic} - \vartheta_{cf})$: în care $\eta_{te} = 0{,}25$ randamentul topirii electrodului; c = căldura specifică cal/cm³°C; ϑ_{pic} = temperatura picăturii de la capătul electrodului care este ~2 600° C; ϑ_{cf} = temperatura capătului frontal al electrodului care este ~100 °C. Din această relaţie se explicitează produsul UI:

$$UI = \frac{c \cdot \gamma \cdot v_e \cdot A_e (\vartheta_{pic} - \vartheta_{cf})}{0{,}24 \cdot \eta_{te}} = 5{,}5 \cdot 10^4 \cdot v_e \cdot d_e^2.$$

Valorile produsului UI în funcţie de v_e şi d_e se pot citi în graficul din fig. 8 *a*. Astfel pentru $v_e = 8{,}5$ cm/sec şi $\varnothing 2$ mm se obţine $UI = 19\,000$. Dacă $U = 35$ V atunci curentul de sudare este $I = 540$ A.

4. REZULTATE ALE APLICARII METODEI DE SUDARE

Cu ajutorul standului şi dispozitivului de sudare realizat în laboratorul catedrei, s-au executat cusături sudate folosind ca material de bază OL 38 cu grosimea de 18 mm, material de adaos sîrmă S10MS cu diametrul de 2 mm şi ca gaz protector CO_2.

Regimul de suadre la care s-au obţinut cusături sudate corespunzătoare este dat în tabelul 1.

Tabelul 1

Regimul de sudare

Grosimea tablei mm	Diametrul sîrmei mm	Curent de sudură A	Tensiune arc V	Viteza sîrmei m/h	Viteza sudare m/h	Debitul în CO_2 l/h
18	2	350–370	34–36	195	1,9–2	700

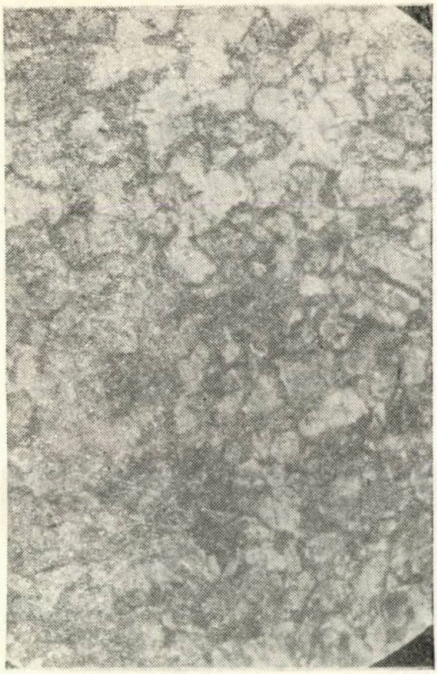
Acest regim de sudare corespunde în bună măsură cu cel stabilit cu ajutorul graficelor din fig. 8. Cusăturile sudate au fost secţionate transversal şi longitudinal şi nu s-au observat defecte.

Compoziţia chimică a sudurii şi a metalului de bază este dată în tabelul 2.

Tabelul 2

Compoziţia chimică a sudurii şi a metalului de bază

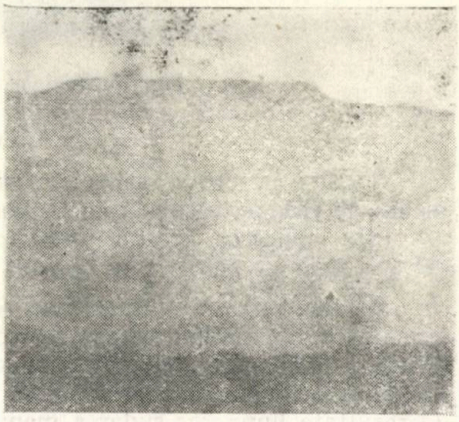
Materialul	Compoziţia chimică în %				
	C	Mn	Si	S	P
Metalul de bază	0,13	0,52	0,170	0,02	0,018
Sudură	0,10	0,48	0,148	—	—



a

b

c



d

Fig. 9. Microstructuri : × 120

a — metalul de bază; *b* — zona influențată termic; *c* — sudura; *d* — macrostructura îmbinări.

Se observă o reducere oarecare a Mn şi Si în sudură probabil din cauză că sîrma nu a fost de calitate corespunzătoare. Rezistenţa la tracţiune a îmbinărilor sudate este în medie 38,4 kgf/mm², iar alungirea specifică 18%. Microstructura metalului de bază, a zonei influenţată termic şi a sudurii se prezintă în fig. 9 *a*, *b*, *c*, iar macrostructura în fig. 9 *d*, Probele metalografice arată în primul rînd modificarae cristalizării. Atît zona influenţată termic cît şi sudura au cristale mai mari decît în metalul de bază. În sudură apar uneori şi incluziuni nemetalice, din cauză că viteza sîrmei nu a fost tot timpul uniformă, influenţînd astfel lungimea arcului

În figura 10 este prezentată röntgenografia sudurii, care arată că este de calitate bună.

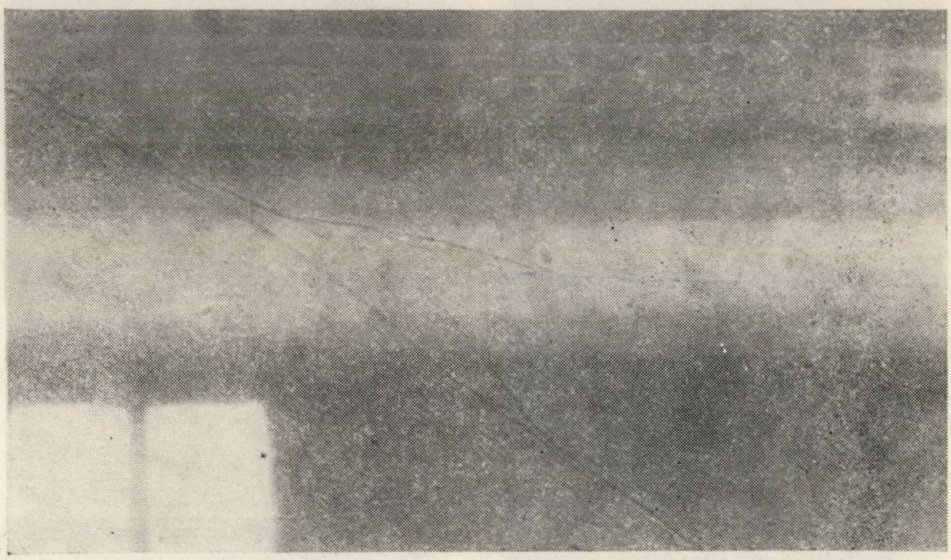


Fig. 10. Röntgenografia îmbinării sudate.

5. CONCLUZII

A fost conceput şi realizat un dispozitiv adecuat pentru sudarea cu arc în mediu de CO_2 pe verticală cu formarea forţată a cusăturii.

Prin aplicarea acestui procedeu, mai economic şi mai productiv decît cel sub baie de zgură, s-au obţinut îmbinări sudate de bună calitate.

Metoda, respectiv dispozitivul conceput, poate fi aplicat cu succes atît la executarea îmbinărilor sudate de montaj cît şi în atelier în cazul manipulării dificile a unor piese grele şi voluminoase. Metoda vine să completeze un domeniu de aplicare a sudurii prin topire, în care sudarea în baie de zgură topită nu dă rezultate bune, iar sudarea manuală cu electrod învelit are productivitate slabă.

Primită la redacţie la 2. II. 1970.

BIBLIOGRAFIE

1. G. Liedtke, DVS-Fachschau, Schweissen und Schneiden Hansa Hamburg 98—21/1961.
2. H. Schniedt-Bach, Das automatische Schweissen an lotrechten Wänden, Schweisstechnik Wien 16—4/1962.
3. D. A. Dudko, Welding and Met. Fabr. Aug. 1958.
4. P. C. Willingen, Philips-Durchschrift Bekist CO_2 lassen von staal.
5. W. Kriweth, Das elektrische vertikal CO_2 Schweissen mit zwangsweiser Nahtbegrenzung, Dissertation an der T.H. Aachen 1960.
6. Vl. Popovici, C. Sarlău, *Tehnologia construcțiilor sudate*, Editura I.P.T. 1967.
7. N. M. Novojilov, *Sudarea în bioxid de carbon*, Moscova 1958.
8. A. G. Potapovschi, *Influența parametrilor regimului la sudarea în CO_2*, Kiev 1958.
9. H. Berger, Electrogasschweissung, ZIS Mitteilungen 10/1966.

ДУГОВАЯ СВАРКА В СРЕДЕ CO_2 ВЕРТИКАЛЬНЫХ ШВОВ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ФОРМОВКОЙ

(РЕЗЮМЕ)

Изучается возможность применения этого нового способа сварки в среде CO_2. Проектируется и осуществляется специальное оборудование, а затем аналитически и экспериментально определяется режим сварки. После выполнения сварочных соединений деталей из обычной стали, толщиной в 15 ... 25 мм, исследуется их качество, которое было найдено хорошим.

LE SOUDAGE AU MILIEU DE CO_2 DES CORDONS VERTICALES AVEC LA FORMATION FORCÉE

(RÉSUMÉ)

Dans l'ouvrage on étudie la possibilité d'appliquer ce nouveau procédé de soudage au milieu de CO_2.

On a projeté et on a réalisé les outillages spécifiques, ensuite on a établie le régime de soudage, analitique et expérimental. Après l'exécution des certaines assemblages soudés des pièces d'acier usuel, épaisseur de 15 à 25 mm, on a recherché la qualité des celles ci, le résultat étant bon.

STUDIUL PE MODEL AL CALITĂȚII DE RULARE A LOCOMOTIVEI DIESEL-INDUSTRIALĂ CONSTRUCȚIE UZINELE 23 AUGUST *

DE

I. ZĂGĂNESCU, C. URSU

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Studiul calității de rulare a locomotivelor prezintă o importanță deosebită, deoarece, accelerațiile verticale și orizontale ale construcției suspendate determină utilizarea greutății aderente, buna funcționare a instalației energetice, indicele de confort și durata de serviciu.

În lucrare, se studiază cu ajutorul mașinilor analogice de calcul, calitatea de rulare a locomotivei LDI construcție Uzinele 23 August. Studiul este făcut pentru oscilațiile situate în planul vertical median longitudinal, luînd în considerare numai oscilațiile proprii, deoarece, alegînd în mod arbitrar condițiile inițiale, se poate simula caracterul aleator al impulsurilor generate de cale.

2. STABILIREA GRADELOR DE LIBERTATE

Gradele de libertate reprezintă numărul variabilelor independente, cu care se poate determina complet configurația modelului mecanic.

Pentru stabilirea gradelor de libertate, introducem următoarele ipoteze de calcul [1]:

– locomotiva circulă în aliniament și palier;
– rigiditatea căii în plan vertical este infinită;
– masa cutiei se consideră concentrată în centrul de greutate;
– diametrul de rulare al roților este același, rularea se face fără alunecare;
– modelul mecanic al locomotivei se consideră un sistem mecanic oscilator disipativ, asupra căruia nu acționează forțe exterioare.

În felul acesta, configurația modelului mecanic poate fi determinată cu următoarele grade de libertate (fig. 1).

---

* Prezentată la cea de a XIII-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I.P.T. din 10—12 mai 1968.

Masa cutiei m are următoarele grade de libertate:

– o mișcare de translație de-a lungul axei căii: coordonata x;

– o mișcare de translație după o direcție perpendiculară pe planul căii: coordonata z;

– o mișcare de rotație în jurul unei axe orizonatale determinată de intersecția planului vertical median transversal, cu planul orizontal longitudinal care conține axele osiilor [2], coordonata φ.

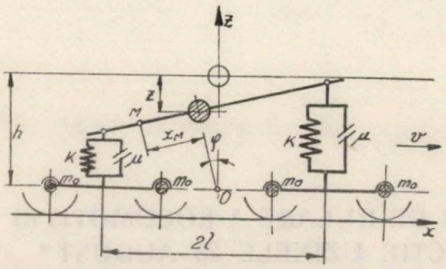


Fig. 1. Poziția modelului mecanic la momentul t.

Masele osiilor montate m_0 au următoarele grade de liberate:

– o mișcare de translație de-a lungul axei căii: coordonatele x_i; $(x_1 = x_2 = x_3 = x_4)$.

– o mișcare de rotație în jurul axei proprii: coordonatele α_i; $(\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4)$.

3. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE MIȘCĂRII

Folosind ecuațiile lui Lagrange, ecuațiile diferențiale ale mișcărilor oscilatorii pot fi scrise sub forma:

$$\left.\begin{aligned} a_{11}\ddot{z} + a_{12}\ddot{\varphi} + \beta_{11}\dot{z} + c_{11}z = 0 \quad (a) \\ a^*_{22}\ddot{\varphi} + a_{12}\ddot{z} + \beta_{22}\dot{\varphi} + c_{22}\varphi = 0 \quad (b) \end{aligned}\right\}; \tag{1}$$

unde:

$$a^*_{22} = a_{22}\left(1 - \frac{a^2_{23}}{a_{22}a_{33}}\right).$$

Coordonata x, fiind ciclică, a fost eliminată.

Coeficienții a_{ij} se numesc coeficienți inerțiali și sînt definiți prin relațiile:

$$\left.\begin{aligned} a_{11} = m; \quad a_{12} = a_{23} = mh \\ a_{22} = 8mh^2 + I_y; \quad a_{33} = m + 4n\frac{I_0}{D^2} \end{aligned}\right\}, \tag{2}$$

unde: I_y, I_0 – momentul de inerție al cutiei [3] și, respectiv, al osiei montate, în raport cu axele de rotație care trec prin centrul de greutate;

D – diametrul de rulare al roților.

Coeficienții c_{ij} se numesc coeficienți de rigiditate și sînt definiți prin relațiile:

$$c_{11} = 2K; \quad c_{22} = 2Kl^2 - G_0 h; \tag{3}$$

unde: K – coeficientul de rigiditate aferent unui punct de suspendare (în plan);
$2l$ – distanța dintre punctele de suspendare;
G – greutatea construcției suspendate.

Coeficienții β_{ll} se numesc coeficienți de amortizare [4], care se determină cu relațiile:

$$\beta_{11}=2\beta_1\,;\quad \beta_{22}=2\beta_2 l^2-G_0 h\,; \tag{4}$$

unde: β_l – coeficient de amortizare prin frecare vîscoasă corespunzătoare unui punct de suspendare (în plan). Se exprimă în funcție de coeficientul de amortizare prin frecare uscată μ [5].

Din sistemul de ecuații (1), pot fi obținute ecuațiile diferențiale ale oscilațiilor independente. Astfel, se obține ecuația mișcării de săltare:

$$a_{11}\ddot{z}+\beta_{11}\dot{z}+c_{11}z=0 \tag{5}$$

și respectiv a mișcării de galop:

$$a_{22}\ddot{\varphi}+\beta_{22}\dot{\varphi}+c_{22}\varphi=0. \tag{6}$$

Admițînd că la momentul $t=0$, condițiile inițiale sînt: $z=z_0$; $\dot{z}=0$; $\varphi=\varphi_0$ și $\dot{\varphi}=0$, soluțiile ecuațiilor (5) și (6) pot fi scrise sub forma:

$$z(t)=z_0 e^{-h_1 t}\cos\omega_1 t \tag{7}$$

și

$$\varphi(t)=\varphi_0 e^{-h_2 t}\cos\omega_2 t\,; \tag{8}$$

unde:

$$2h_l=\frac{\beta_{ll}}{a_{ll}}\quad\text{și}\quad \omega_l^2=\frac{c_{ll}}{a_{ll}}\,;\quad (l=1\,;\ 2). \tag{9}$$

4. CALCULUL ACCELERAȚIILOR

Să considerăm un punct M situat pe axa mediană longitudinală a locomotivei la distanța x_M, față de axa verticală care trece prin centrul de greutate (fig. 1).

Accelerația acestui punct se exprimă cu relația:

$$a_M=\ddot{z}(t)+x_M\ddot{\varphi}(t). \tag{10}$$

Ținînd cont de relațiile (7) și (8), relația (10) devine:

$$a_M=z_0(h_1^2+\omega_1^2)\,e^{-h_1 t}\cos(\omega_1 t-\alpha_1)+x_M\varphi_0(h_2^2+\omega_2^2)\,e^{-h_2 t}\cos(\omega_2 t-\alpha_2)\,; \tag{11}$$

unde:

$$\operatorname{tg}\alpha_l=\frac{2h_l}{h_l^2-\omega_l^2}\cdot \tag{12}$$

Cum, în cazul vehiculelor de cale ferată $h_i^2 \ll \omega_i^2$ și $\operatorname{tg} \alpha_i \simeq 0$, relația (11) devine:

$$a_M = \omega_1^2 z_0 e^{-h_1 t} \cos \omega_1 t + x_M \omega_2^2 \varphi_0 e^{-h_2 t} \cos \omega_2 t; \tag{13}$$

sau ținînd cont de relațiile (7) și (8) rezultă:

$$a_M = \omega_1^2 z(t) + x_M \omega_2^2 \varphi(t). \tag{14}$$

Pentru scopuri practice, este necesar să se cunoască variația modulului accelerațiilor verticale maxime. Această variație este determinată, tocmai, de înfășurătoarea valorilor maxime a curbei definită prin relația (14), care se poate scrie în forma:

$$|a_M|_{max} = z_0 \omega_1^2 e^{-h_1 t} + x_M \omega_2^2 \varphi_0 e^{-h_2 t}. \tag{15}$$

5. MODELAREA ELECTRONICĂ A ECUAȚIILOR MIȘCĂRII

Pentru ca ecuațiile diferențiale (5) și (6) să poată fi modelate pe mașinile electronice, ele trebuie transformate în ecuații de mașină, întroducînd pentru funcțiile z, φ și variabila independentă t, următorii factori de scară:

$$k_z = \frac{Z}{z}; \quad k_\varphi = \frac{\Phi}{\varphi}; \quad k_t = \frac{\tau}{t}. \tag{16}$$

În felul acesta, cele două ecuații de mașină pot fi scrise sub forma:

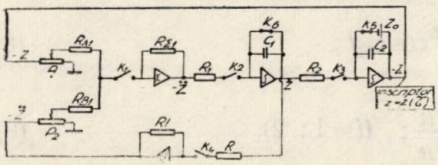


Fig. 2. Modelul electronic al locomotivei.

$$\ddot{Z} = -A_1 \dot{Z} - B_1 Z \tag{17}$$

$$\ddot{\Phi} = -A_2 \dot{\Phi} - B_2 \Phi. \tag{18}$$

Se observă, că cele două ecuații de mașină sînt absolut identice, ele diferind numai prin valoarea coeficienților A_i și B_i, care pot fi determinați, respectiv, cu relațiile:

$$A_i = \frac{\beta_{ii}}{k_t a_{ii}}; \quad B_i = \frac{c_{ii}}{k_t^2 a_{ii}}; \quad (i = 1, 2) \tag{19}$$

Modelul analogic corespunzător ecuațiilor diferențiale (17) și (18) este arătat în fig. 2.

6. APLICAȚIE NUMERICĂ

Folosind datele constructive ale locomotivei considerate, ecuațiile diferențiale (17) și (18) devin:

$$\ddot{Z} = -1{,}74\, \dot{Z} - 250\, Z \tag{20}$$

$$\ddot{\Phi} = -0{,}76\, \dot{\Phi} - 26{,}8\, \Phi \tag{21}$$

Soluțiile grafice ale acestor două ecuații, obținute folosind schema bloc din figura 2, sînt reprezentate în figura 3 și, respectiv, figura 4.

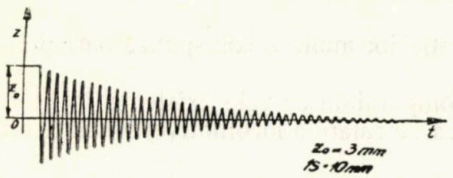


Fig. 3. Oscilograma $z=z(t)$.

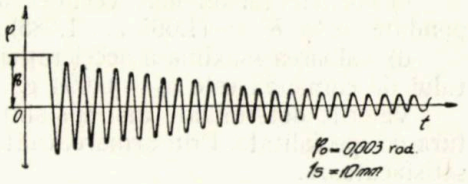


Fig. 4. Oscilograma $\varphi=\varphi(t)$.

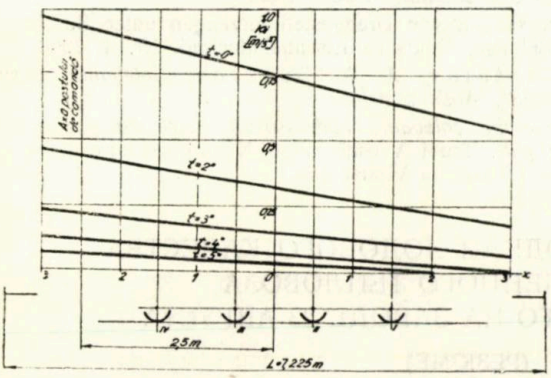


Fig. 5. Variația modulului accelerațiilor verticale maxime, în raport cu timpul și axa longitudinală a locomotivei.

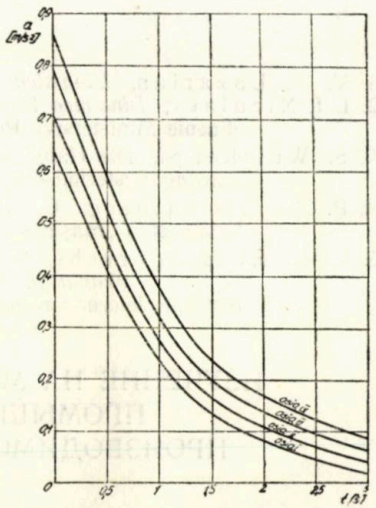


Fig. 6. Variația modulului accelerațiilor verticale maxime, în raport cu timpul, corespunzător fiecărei osii motoare.

Pe baza celor arătate la punctul 4, se pot determina, cu ajutorul relației (15) și oscilogramelor din fig. 3 și fig. 4, accelerațiile oricărui punct de pe amplasamentul locomotivei. Rezultatele sînt reprezentate grafic în figura 5. Accelerațiile verticale corespunzătoare fiecărei osii montate sînt reprezentate în figura 6.

7. CONCLUZII

Din analiza rezultatelor obținute la punctul 6, se desprind următoarele concluzii :

a) accelerațiile verticale maxime ale construcției suspendate a locomotivei sînt cuprinse între limitele :

$$a = (0{,}08 \ldots 0{,}10)\ g\ ;$$

b) variațiile maxime ale sarcinilor pe osii sînt aproximativ: $\Delta Q = \pm(6{,}5 \ldots 8{,}6)\%$ din sarcina statică;

c) coeficientul dinamic vertical, determinat de oscilațiile construcției suspendate, este $K_v = (1{,}065 \ldots 1{,}085)$;

d) valoarea maximă a accelerației cutiei locomotivei corespunzătoare punctului de comandă este $a_c = 0{,}094$ g.

Valorile determinate mai sus sînt comparabile cu cele existente în literatura de specialitate. Prin urmare, calitatea de rulare a locomotivei studiate este satisfăcătoare.

BIBLIOGRAFIE

1. V. A. Lazarian, *Dinamica vagonov*. Izdatelistvo „Transport", Moskva 1964.
2. I. I. Nicolaev, *Dinamica locomotivelor*. Vsesoiuznoe Izdatelstvo Poligraficescoe Obedinenie Ministerstva Putei Soobsceenia, Moskva 1962.
3. S. Weishaupt, Die Hauptabmessungen von Drehgestellfahrzeugen unter Beachtung schwingungstechnischer Belange. Deutsche Eisenbahntechnik Nr. 4. 1963.
4. P. M. Dimentberg, C. T. Satalov, A. A. Gusarov, *Colebania mașin*. Izdatelistvo „Mașinostroienie", Moskva 1964.
5. S. S. Krepcogorschi, *Verticalnîie colebania nadressirnogo stroenia podvijnogo sostava i vliania ih na puti*. Trudî Vsesaiuznogo Naicino-Issledovateliscogo Instituta Jeleznodorojnogo Transporta Vîpusc 152.

ИЗУЧЕНИЕ НА МОДЕЛИ ХОДОВОГО КАЧЕСТВА ПРОМЫШЛЕННОГО ТЕПЛОВОЗА ПРОИЗВОДИМОГО НА ЗАВОДЕ 23 АВГУСТА

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается при помощи счётных аналоговых машин ходовое качество тепловоза LDI производимого на заводе 23 Августа.

Изучались собственные колебания в средней вертикальной продольной плоскости.

L'ETUDE SUR LE MODEL DE LA QUALITÈ DE ROULAGE DE LA LOCOMOTIVE DIESEL-INDUSTRIELLE CONSTRUCTION LES UZINES 23 AUGUST

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail est étudiée à l'aide des machines analogiques de calcule, la qualité de roulage de la locomotive LDI, qui est construite par les Uzines 23 August.

L'etude est fait pour les oscillations situées dans le plan vertical median longitudinal, considérant seulemente les oscillations propres.

STUDII PRIVIND ELABORAREA UNUI NOU TIP DE APARAT DE DETAȘAT ȘTIULEȚI *

DE

M. MODIGA, I. DĂNILĂ

1. INTRODUCERE

Detașarea știuleților de pe tulpini constituie una din operațiile principale în procesul de recoltare a porumbului pentru boabe.

Organele care execută detașarea știuleților sînt compuse, în general, dintr-un sistem de valțuri care execută un proces de lucru asupra tulpinilor asemănător procesului de laminare. Deoarece atît caracteristicile tulpinilor și ale știuleților cît și condițiile de lucru variază foarte mult, procesul de detașare prezintă dificultăți prin faptul că este însoțit de pierderi însemnate de boabe prin vătămarea știuleților.

În lucrare se prezintă procesul de lucru și construcția unui nou tip de aparat de detașat știuleți.

2. ASUPRA PROCESULUI DE LUCRU A APARATELOR DE DETAȘAT ȘTIULEȚI CU VALȚURI

Detașarea știuleților de pe tulpini cu ajutorul aparatelor de detașat cu valțuri cilindrice cu sarcini combinate (fig. 1) are loc [1] în condiții normale cînd rezistența pedunculului P este mai mică decît forța de tragere a tulpinei $2\,T_y$ și mai mică decît forța de respingere a știuletului $2\,S_y$, adică:

$$2T_y \geqslant P \leqslant 2S_y . \tag{1}$$

Forța de tragere a unui valț T_y se calculează în funcție de apăsarea tulpinii pe valț N_t, unghiul de frecare φ_t între tulpină și valț și unghiul de rezemare al tulpinii pe valț α_t, adică:

$$T_y = \frac{N_t \cdot \sin(\varphi_t - \alpha_t)}{\cos \varphi_t} . \tag{2}$$

* Prezentată la cea de a XIII-a, sesine științifică a cadrelor didactice din I.P.T. din 10—12 mai 1968.

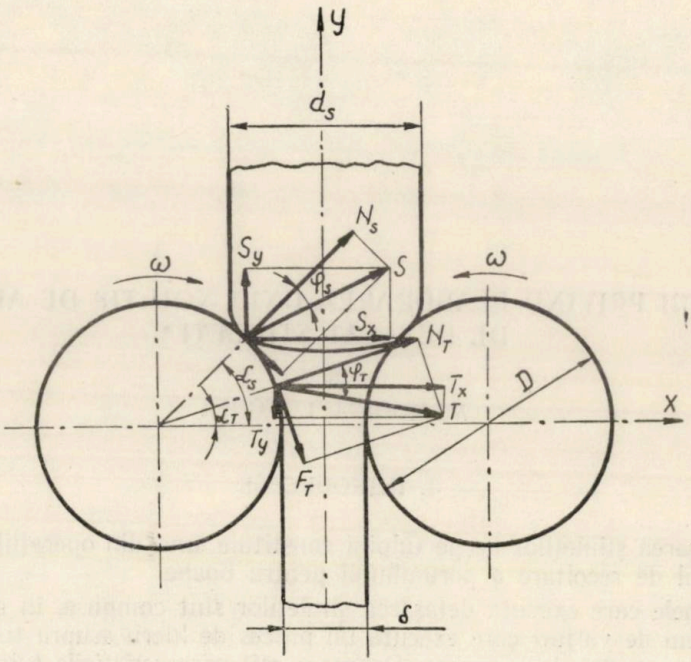


Fig. 1.

Forța de respingere a știuletelui S_y de către valț se calculează în funcție de forța de tragere T_y, unghiul de frecare dintre știulete și valț φ_s și unghiul de rezemnare al știuletelui pe valț α_s, adică:

$$S_y = \frac{T_y \cdot \sin(\alpha_s - \varphi_s)}{\sin \alpha_s \cdot \cos \varphi_s}. \tag{3}$$

Se cunoaște [2] că aparatele de detașare cu valțuri cu sarcini combinate nu pot satisface condiția de detașare a tuturor știuleților întrucît în situațiile extreme (la valori minime sau maxime ale diametrului tulpinei și știuletelui) fie că este asigurată condiția de tragere $2\,T_y > P$ și nu este asigurată respingerea știuleților $2\,S_y > P$ prin urmare are loc vătămarea pronunțată a știulueților, fie că nu este satisfăcută de loc condiția exprimată prin relația (1) și are loc înfundarea aparatului de detașare cu plante.

Pentru asigurarea condiției de tragere a tuturor plantelor s-au conceput [2], [3] aparate de detașare cu valțuri cu sarcini distribuite (fig. 2)

La aceste aparate, datorită acțiunii ambelor perechi de valțuri, forța de tragere $2\,(T_{ay}+T_{py})$ este totdeauna mai mare decît rezistența penduncului P. În același timp relația forței de respingere a știuleților devine:

$$S_{ay} = \frac{(T_{ay}+T_{py}) \cdot \sin(\alpha_{as} - \varphi_{as})}{\sin \alpha_{as} \cdot \cos \varphi_{as}}. \tag{4}$$

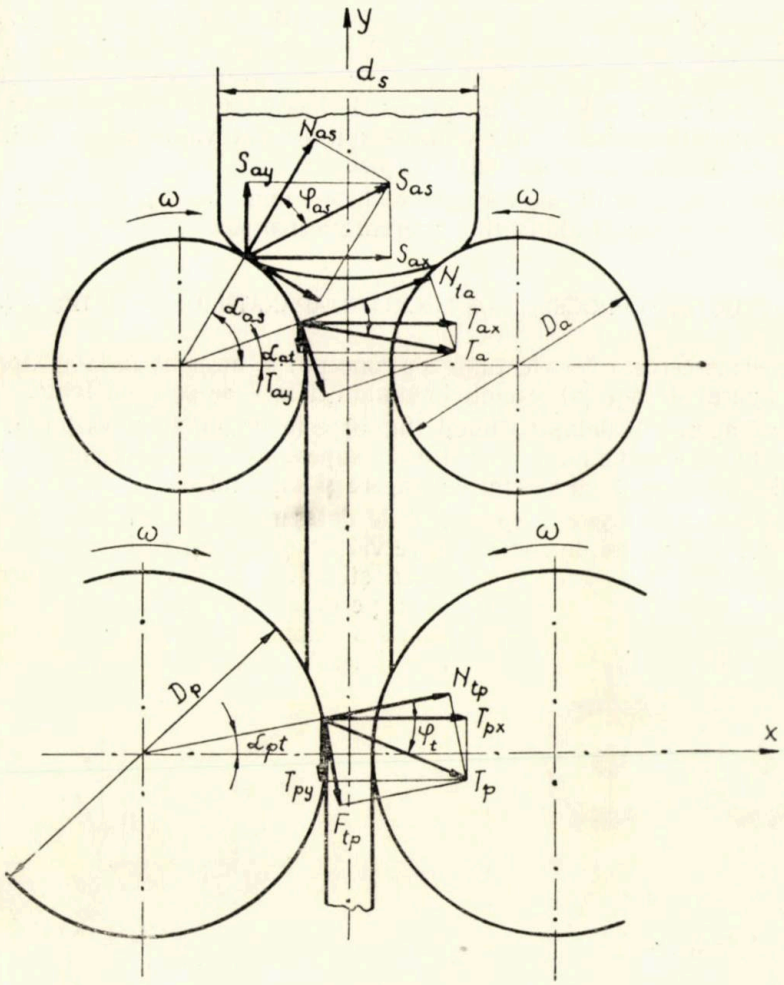


Fig. 2.

Prin urmare S_{ay} crește corespunzător componentei T_{py}, asigurînd condiția de respingere a știuleților pentru un număr mare de cazuri. Dar odată cu creșterea forței S_{ay} crește și forța de deformare transversală a știuletelui S_{ax} După figura 2 se poate scrie:

$$S_{ax} = \frac{(T_{ay} + T_{py}) \cdot \cos(\alpha_{as} - \varphi_{as})}{\sin \alpha_{as} \cdot \cos \varphi_{as}}, \tag{5}$$

Din relațiile (4) și (5) rezultă:

$$S_{ax} = \frac{S_{oy}}{\operatorname{tg}(\alpha_{as} - \varphi_{as})}. \tag{6}$$

Analizînd relaţia (6) rezultă că la aceeaşi valoare a forţei de respingere S_{ay}, forţa S_{ax} este mai mare în cazul ştiuleţilor cu diametrul mic şi scade o dată cu creşterea diametrului ştiuletelui. Deci aparatele de detaşare cu valţuri cu sarcini distribuite nu realizează un proces de lucru satisfăcător întrucît vatămă puternic ştiuleţii cu diametrul mic. De asemenea sînt vătămaţi sau distruşi ştiuleţii care pătrund cu vîrful între valţuri.

Prin urmare rezultă necesitatea realizării unui nou tip de aparat de detaşare care să elimine neajunsurile prezentate mai sus.

3. CONSTRUCŢIA ŞI PROCESUL DE LUCRU AL APARATULUI DE DETAŞAT ŞTIULEŢI

În urma cercetărilor efectuate s-a conceput şi încercat în laborator un nou tip de aparat de detaşat ştiuleţi îmbunătăţit faţă de cele existente.

Noul aparat de detaşat ştiuleţi (fig. 3) este de tipul cu valţuri cu sarcini distribuite şi se compune din : valţurile superioare *1* cu sarcini de detaşare, valţurile inferioare *2* cu sarcini de tragere şi suportul *3*.

Valţurile superioare *1* cu sarcini de detaşare, au un profil special în scopul măririi suprafeţei de contact între valţuri şi ştiuleţi pentru a asigura detaşarea ştiuleţilor fără vătămarea acestora şi de a permite trecerea uşoară şi deplasarea axială a tulpinilor. În acest scop pe suprafaţa laterală a valţurilor de detaşare sînt

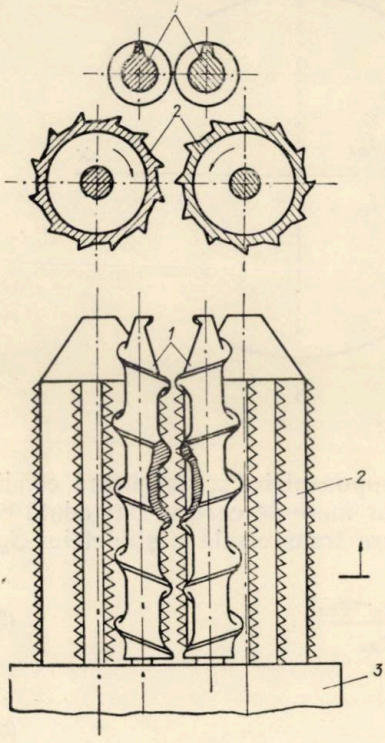


Fig. 3.

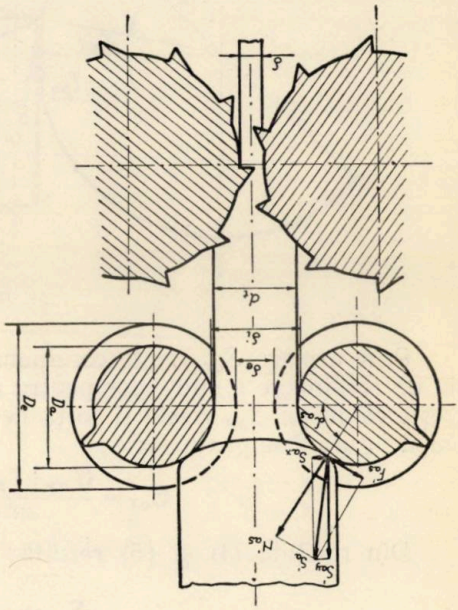


Fig. 4.

practicate două canale cu profil semieliptic dispuse elicoidal cu înfășurare pe dreapta și respectiv pe stînga. Pasul elicei $p = 0{,}083$ m. Așezarea reciprocă a valțurilor de detașare se face așa fel ca nervurile și canalele unuia să coincidă cu ale celuilalt. Valțurile superioare de detașat sînt prevăzute în partea anterioară cu porțiuni tronconice pentru asigurarea pătrunderii tulpinilor între ele.

Valțurile inferioare *2* cu sarcini de tragere a tulpinilor sînt de formă cilindrică, avînd pe suprafața laterală 12 rînduri de dinți de formă piramidală dispuși după generatoare în scopul asigurării capacității de tragere precum și pentru o deformare pronunțată a tulpinilor în vederea ușurării fibrării lor ulterioare. Aceste valțuri în partea anterioară sînt prevăzute cu porțiuni tronconice în scopul asigurării pătrunderii tulpinilor între ele.

Valțurile superioare se rotesc în sensuri opuse valțurilor inferioare ceea ce asigură detașarea știuleților indiferent de poziția lor față de valțuri și dimensiunile lor.

Analizînd procesul de lucru al valțurilor noului tip de aparat de detașat știuleți elaborat (fig. 4) rezultă:

1. Forța de reținere a știuleților S'_{ay} de valțurile anterioare are valoarea dată de relația:

$$S'_{ay} = T_{py} \frac{\sin(\alpha_{as}+\varphi_{as})}{\sin\alpha_{as}\cdot\cos\varphi_{as}}. \tag{7}$$

Comparînd relația (7) cu relația (4) rezultă că la aceeași valoare a forței de tragere care să satisfacă ruperea pednnculului, forța S'_{ay} este mai mare decît S_{ay} deoarece sin $(\alpha_{as}+\varphi_{as})$ este totdeauna mai mare decît sin $(\alpha_{as}-\varphi_{as})$ și niciodată nul, iar detașarea este asigurată și la valori mici ale unghiului α_{as}.

2. Forța de deformare transversală a știuleților S'_{ax} are valoarea dată de relația:

$$S'_{ax} = T_{py} \frac{\cos(\alpha_{as}+\varphi_{as})}{\sin\alpha_{as}\cdot\cos\varphi_{as}}. \tag{8}$$

Comparînd relația (8) cu relația (5) rezultă că la aceeași valoare a forței de tragere care să satisfacă ruperea peduncului, forța de deformare transversală a știuletelui S'_{ax} este totdeauna mai mică decît S_{ax} și se anulează pentru $\alpha_{as} + \varphi_{as} = \frac{\pi}{2}$.

În acest caz deformarea știuleților se reduce sub limita de vătămare. De asemenea se elimină posibilitatea de prindere și vătămare a știuleților care ajung cu vîrful între valțuri.

Diametrul valțurilor de detașare D_a măsurat la baza canalelor elicoidale se poate determina în funcție de valoarea diametrului maxim a știuleților $d_{s\,max}$, de distanța între suprafețele valțurilor δ_t ($\delta_t \simeq d_t$; d_t – diametrul tulpinii) și

unghiul de rezemare αs, adică:

$$D_a = \frac{d_{s\,max} - \delta_t}{1 - \cos \alpha_{as}} \tag{9}$$

Diametrul exterior D_e al valţurilor de detaşare se determină din relaţia:

$$D_e = D_a + \delta_t - \delta_e \tag{10}$$

unde:

$$\delta_e \simeq (3 \div 5)\ 10^{-3}\ \text{m}.$$

Lungimea l_v a valţurilor de detaşare se calculează în funcţie de pasul elicei canalului semieliptic p, înălţimea maximă a plantelor l_p, diametrul valţurilor de tragere D_t ($D_t \simeq 0{,}1 \div 0{,}15$ m), viteza de rotaţie a valţurilor de detaşare ω_a ($\omega_a \simeq 32 \div 36$ rad/s) şi viteza de rotaţie a valţurilor de tragere ω_t ($\omega_t \simeq 40 \div 60$ rad/s) adică:

$$l_v = \frac{p \cdot l_p}{\pi \cdot D_t} \cdot \frac{\omega_a}{\omega_t}. \tag{11}$$

Aparatul de detaşare conceput a fost realizat şi încercat în condiţii de laborator. La încercările experimentale s-a determinat indicele de vătămare al ştiuleţilor. Indicele de vătămare i_v reprezintă raportul între numărul de ştiuleţi vătămaţi şi numărul total de ştiuleţi, exprimat în procente. De menţionat că în numărul de ştiuleţi vătămaţi intră trei fracţiuni: ştiuleţi uşor vătămaţi cu 5 — 20 boabe desprinse, ştiuleţi cu vătămare medie cu 20 — 40 boabe desprinse şi ştiuleţi cu vătămare cu peste 40 boabe desprinse.

În urma experienţelor a rezultat valoarea indicelui de vătămare de $i_v = 5\%$ (în condiţiile $\sigma = 0{,}73$, $V = 14{,}65\%$, $m = \pm 0{,}189$ şi $p = 3{,}79\%$) deci mult mai mică decît la aparatele de detaşare cu sarcini combinate la care $i_v = 36\%$ [1] cît şi la aparatele de detaşare cu sarcini distribuite la care $i_v = 27\%$ [3].

La experienţele de laborator efectuate s-au obţinut numai ştiuleţi uşor vătămaţi.

4. CONCLUZII

Noul tip de aparat de detaşat ştiuleţi satisface următoarele:

— valţurile de detaşare asigură o acţiune diferenţiată asupra ştiuleţilor în raport cu dimensiunile acestora şi forţa de rupere la întindere a pedunculului, limitînd în felul acesta posibilitatea de vătămare a ştiuleţilor;

— elimină posibilitatea de prindere a ştiuleţilor care ajung cu vîrful între valţurile de detaşare deci şi vătămarea acestora;

— asigură condiţii de tragere şi detaşare a tuturor plantelor şi respectiv ştiuleţilor indiferent de dimensiunile acestora;

— asigură deformarea tulpinilor corespunzătoare unei prelucrări ulterioare favorabile procesului de fibrare a acestora.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Vulpe, P. Cărăpărescu și alții, *Incercări de tractoare și mașini agricole*, vol. IV București 1966 (p. 250—292).
2. L. I. Anisimova, Tractorî i selhozmașinî, Moskva U.R.S.S. 32 Nr. 8 aug. 1962 (p. 25—27).
3. * * * Referati 214 — Express informatia — Seliskohoziastvenîe mașinî i orudia mehanizația seliskohoziaistvennîh rabot. Moskva U.R.S.S. Nr. 11 — 1964 (p. 1—7).

ИССЛЕДОВАНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ НОВОГО УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ОТДЕЛЕНИЯ КАЧАНОВ

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводится аналитическое исследование робочего процесса существующих аппаратов для отделения качанов с валиками комбинированных и распределенных нагрузок. Выявляются их недостатки.

Разработан новый тип аппарата для отделения качанов с валиками специального профиля и с распределенными нагрузками, усовершенствований по сравнению с существующими, что исходит из рабочего процесса.

STUDIUM ÜBER DEN ENTWURF EINES NEUEN IM VERGLEICH ZU DEN GEGENWÄRTIGEN VERBESSERTEN MAISPFLÜCKERS

(ZUSAMMENFASSUNG)

Das Werk umfast ein analytisches Studium über das Trennungsverfahren gegenwärtiger Maispflücker, wobei es die negativen Seiten, der Waltzen, mit verbindlicher Belastung, und derer mit verteilter in den Vordergrund setzt.

Es entwirft ein neues verbessertes Trennungsverfahren, welches durch eine neue Profilart der Walzen und durch eine bessere Belastungsverteilung derer, zustande kommt.

LISTA

tezelor de doctorat susținute la Facultățile Mecanică și Mecanică agricolă a Institutului politehnic Timișoara, cu începe din anul 1939

Nr. crt.	Autorul	Titlul tezei	Data susținerii
1	2	3	4
1	Nădășan Ștefan	Rezistența dinamică a fontei.	12. 6. 1939.
2	Bărglăzan Aurel	Transformatorul hidraulic.	25. 6. 1940.
3	Theil Helmuth	Contribuție la studiul arderii pe grătar a unor cărbuni bruni din R.P.R.	10. 4. 1960.
4	Boboescu Nicolae	Studiul teoretic și experimental al schimbului de căldură și de substanță în instalațiile de răcire cu tiraj forțat, sistem pelicular.	12. 7. 1960.
5	Anton Ioan	Curbe caracteristice de cavitație la pompele centrifuge cu turație specifică joasă.	28. 5. 1961.
6	Popa Octavian	Rețele de profile Carafoli.	8. 10. 1961.
7	Ungureanu Cornel	Contribuții la studiul pulverizării injectoarelor pneumatice cu aer de joasă presiune.	24. 12. 1961.
8	Barbu Virgil	Contribuții la studiul aparatelor pentru măsurarea conductivității termice prin metoda plăcii, cu alimentare directă de la rețea.	30. 12. 1961.
9	Hoancă Vasile	Calculul dispozitivului de tiraj cu cap de emisie pe baza legilor similitudinii termice.	25. 3. 1962.
10	Arcan Mircea	Contribuții la studiul încovoierii grinzilor cu șir de goluri rectangulare.	1. 7. 1962.
11	Veștemean Nicolae	Contribuții la studiul termic și calculul focarelor de locomotivă dezecranizat, pe baza legilor fizice ale transmiterilor de căldură.	10. 2. 1963.
12	Sălăgean Traian	Fenomene fizice și metalurgice la sudarea oțelurilor cu arcul electric.	29. 12. 1963.

(continuare)

1	2	3	4
13	Hajdu Iosif	Contribuții la studiul influenței temperaturii și vitezei de încărcare asupra limitei de curgere a unui oțel moale.	10. 5. 1964.
14	Bîrsan Ioan	Contribuție la studiul circulației în curbă a locomotivelor cu boghiuri articulate.	10. 1. 1965.
15	Ardelean Zeno	Contribuții la studiul teoretic și experimental al camerelor de amestec ale ejectoarelor subsonice.	17. 1. 1965.
16	Peculea Marius	Studiul termodinamic al coloanelor de separări izotopice.	24. 4. 1966.
17	Ionescu Dumitru	Stratul limită turbulent, dinamic și termic al unui curent de aer axial care se scurge în spațiul dintre doi cilindri coaxiali cilindrul interior fiind rotitor.	15. 5. 1966
18	Miclosi Viorel	Automatizarea mașinilor pentru sudarea prin topire intermediară a secțiunilor mari.	2. 12. 1966.
19	Rațiu Mircea	Reproducerea scărilor de duritate în încercările mecanice ale metalelor.	5. 7. 1967.
20	Berindean Vasile	Contribuții la studiul și cercetarea aprinderii amestecurilor omogene de combustibil-aer aprinse prin compresiune.	22. 9. 1967.
21	Pavelescu Dan	Aspecte ale evoluției uzurii în frecarea limită și semifluidă de alunecare, în legătură cu caracterul statistic al fenomenului și al metodei de măsură.	28. 9. 1967.
22	Trușculescu Marin	Studiul comportării oțelurilor aliate cu 9% Ni și 4% Co, folosite la temperaturi joase.	25. 10. 1967.
23	Hrelescu Mircea	Cercetări asupra alierii în arcul electric cu elemente care să confere metalului depus rezistența la cavitație.	2. 11. 1967.
24	Buzdugan Gheorghe	Calculul de rezistență la solicitări variabile.	13. 4. 1968.
25	Horovitz Bernard	Contribuție la studiul durabilității curelelor trapezoidale.	10. 5. 1968.
26	Șandru Atanasie	Cercetări teoretice și experimentale asupra aderenței pneurilor pe terenuri afînate și compacte.	1. 7. 1968.

(continuare)

1	2	3	4
27	Centea Ovidiu	Fenomene electrotermice la fabricarea țevilor prin sudare prin presiune pe generatoare.	9. 9. 1968.
28	Oancea D-tru Nicolae	Asupra proceselor de schimb termic și de masă în turnuri de răcire peliculare.	14. 2. 1969.
29	Popovici Vladimir	Cercetări asupra sudării prin presiune în puncte a tablelor subțiri din aluminiu și a unor aliaje de aluminiu cu energie înmagazinată în cîmp electrostatic.	30. 5. 1969.
30	Boleanțu Lazăr	Studii asupra rezistenței cablurilor de tracțiune și sîrmelor de oțel.	17. 6. 1969.
31	Popa Bazil	Contribuții la studiul cîmpului presiunilor în camera turbionară a injectoarelor mecanice.	27. 6. 1969.
32	Năstase Marin	Contribuții în defectoscopia cu radiații electromagnetice penetrante.	10. 7. 1969.
33	Sontea Sever	Cercetarea factorilor metalurgici și tehnologici care influențează sudarea unor aliaje de aluminiu de înaltă rezistență de tip AlZnMg.	30. 9. 1969.
34	Kovacs Francisc	Contribuții la elaborarea unei metode unitare de sinteză a mecanismelor.	3. 10. 1969.

1971 SEP 2 61

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara Seria Mecanică	Tom. 15(29)	Fasc. 1	pag. 1—160	Timişoara	Ianuarie-Iunie 1970

I.P.B.T. 1523

Lei 15.—

F 2643

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC
TIMIŞOARA

SERIA

MECANICĂ

Tomul 15 (29) Fascicola 2

IULIE — DECEMBRIE
1970

BUDAPEST MŰSZAKI KÖNYVTÁR

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC AL INSTITUTULUI POLITEHNIC TIMIŞOARA

SERIA MECANICĂ

Tomul 15 (29) Fascicola 2

IULIE — DECEMBRIE
1970

COLEGIUL DE REDACȚIE

Prof. ing. *Gh. Silaș* (redactor șef), prof. ing. *C-tin Avram*, m. c. al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. *I. Anton* m. c. al Academiei R.S.R., prof. dr. ing. *M. Borneas*, prof. dr. ing. *M. Brașovan*, prof. ing. *V. Cocheci*, academician prof. dr. doc. *C. Drăgulescu*, prof. dr. *O. Em. Gheorghiu*, prof. ing. *V. Gheorghiu*. prof. dr. ing. *Gh. Savii*, prof. ing. *D. Mateescu*, prof. dr. ing. *I. Novac*.

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. dr. ing. *I. Anton*, m. c. al Academiei R.S.R. (redactor responsabil), prof. dr. ing. *Gh. Savii* (redactor responsabil adjunct), prof. dr. ing. *St. Căproiu*, conf. dr. ing. *G. Creța*, prof. dr. ing. *I. Hajdu* (secretar de redacție), prof. dr. ing. *A. Nanu*, prof. dr. ing. *Vl. Popovici*, conf. dr. ing. *A. Sandru*, prof. dr. ing. *C. Ungureanu*.

BULETINUL ŞTIINŢIFIC ŞI TEHNIC
AL
INSTITUTULUI POLITEHNIC DIN TIMIŞOARA
SERIA MECANICĂ

Tomul 15 (29) Fasc. 2 Iulie-decembrie 1970

SUMAR

I. **Rezistenţa materialelor — organe de maşini — teoria mecanismelor**

PERJU D., Cu privire la sinteza mecanismelor cu bare rulante generatoare de traiectorii ... 163

PANĂ T., Flambajul de încovoiere al barelor cu pereţi subţiri având profil închis, solicitate la răsucire ... 175

II. **Termotehnica şi maşini termice**

UNGUREANU C., OANCEA N., NEGRU D.. Contribuţii la determinarea coeficientului de transfer de căldură şi masă la turnurile de răcire în curent încrucişat ... 183

BARBU V., NEGRU D., IORGA D., Asupra localizării efectului de răcire Hirsch-Ranque ... 193

VLĂDEA I., THEIL H., NEISS FR., Influenţa condiţiilor de funcţionare şi a unor factori constructivi asupra performanţelor termice ale radiatoarelor de autovehicule ... 203

BERINDEAN V., CARAMAVRU N.. AVRAM V., PURI G., Contribuţii la studiul şi cercetarea procesului de ardere a amestecurilor de motorină şi benzină la motorul D-103 ... 217

III. **Mecanica fluidelor şi maşini hidraulice**

ANTON I., Diametrul optim al butucului la turbinele Kaplan ... 225

SANTĂU I., Influenţa pasului relativ al reţelei de profile asupra caracteristicilor de lucru ale turbinelor de foraj ... 241

IV. **Tehnologia mecanică**

NANU A.. COMAN L., Metoda de calcul a forţelor de presare la forparea cu fibraj continuu a arborilor cotiţi mari. II. Calculul presiunii medii adimesionale de forjare ... 251

DREUCEANU A., PAULESCU GH., Sistem de control pneumatic activ pe maşina de rectificat plat tip RP-250 ... 259

V. **Tehnologia construcţiei de maşini**

ROSINGER ŞT., Forţa de tăiele la foarfeci şi ştanţe cu muchii tăietoare înclinate ... 265

POP I., Determinarea constantei din relaţia forţei principale de strunjire ... 271

SELARIU M., Determinarea forţelor de strîngere dezvoltate de excentricul circular ... 281

VI. **Material rulant**

HOANCĂ V., URSU C., DUNGAN M., NEGUŢ N., Influenţa circulaţiei prin curbe asupra elementelor geometrice ale transmisiilor cu arbori cardanici la locomotivele cu transmisie hidraulică 291

NEGREANU A., Metoda de studiu şi calculul circuitelor de forţă a motivelor electrice cu tiristoare şi circuite de mers în gol ... 297

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ БЮЛЛЕТЕНЬ
ТИМИШОАРСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ МЕХАНИКА

Том. 15. (29) Выпуск 2. Июль—декабрь 1970 г.

СОДЕРЖАНИЕ

I. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ — ДЕТАЛИ МАШИН — ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Д. ПЕРЖУ, К синтезу плоскостных механизмов с вращающимися стержнями порождающих траектории ... 163

Т. ПАНЭ, Неустойчивость при изгибе и кручении тонкостенных стержней замкнутого профиля ... 175

II. ТЕПЛОТЕХНИКА И ТЕРМИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

С. УНГУРЯНУ, Н. ОАНЧА, Д. НЕГРУ, К определению коэффициента тепло и массы передачи у градирней в пересеченном потоке ... 183

В. БАРБУ, Д. НЕГРУ, Д. ЙОРГА, В связи с локализацией охлаждающего эффекта Гилш-Ранк ... 193

И. ВЛЕДЯ, Х. ТЕЙЛ, ФР. НЕЙСС, Влияние рабочих условий и некоторых конструктивных факторов на термические характеристики автомобильных радиаторов ... 203

В. БЕРИНДЯН, Н. КАРАМАВРУ, В. АВРАМ, Г. ПУРИ, К изучению и исследованию процессов горения смесей дизельного топлива и бензина в двигателе Д-103 ... 217

III. МЕХАНИКА ЖИДКОСТИ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

И. АНТОН, Оптимальный диаметр ступицы у поворотно-допастной турбины ... 225

И. САНТЭУ, Влияние относительного шага решетки профилей на рабочие характеристики турбобуров ... 241

IV. ТЕХНОЛОГИЯ МАТЕРИАЛОВ

А. НАНУ, Л. КОМАН, Метод расчета усилий сжатия при ковке с непрерывным волокном больших коленчатых валов ... 251

А. ДРЭУЧАНУ, Г. ПАУЛЕСКУ, Пневматическая активная контрольная система для шлифования плоских поверхностей РП-250 ... 259

V. ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Ш. РОЗИНГЕР, Сила резания на ножницах и штампах с скошенными режущими кромками ... 265

И. ПОП, Определения постоянной в выражении главных сил резания 271

М. ШЕЛАРИУ, Определение сил сжатия развиваемых круглым эксцентриком ... 281

VI. ОБОРУДОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ СВАРКИ

В. ХОАНКЭ, С. УРСУ, М. ДУНГАН, Н. НЕГУЦ, Влияние прохождения через кривые участки пути на геометрические элементы передач с карданным валом тепловозов с гидравлической передачей ... 291

А. НЕГРЯНУ, Метод изучения и расчета силовых цепей электровоза с тиристорами и буферной цепью ... 297

BULLETIN SCIENTIFIQUE ET TEHNIQUE
DE
L'INSTITUT POLYTECHNIQUE DE TIMIŞOARA
SERIE MECANIQUE

Tome 15 (29) Fascicule 2 Juillet-Décembre 1970

SOMMAIRE

I. **Resistance des materiaux — éléments de machines — mécanismes**

PERJU D., Zur Synthese des ebenen Getrieben mit Rollhebeln die bestimmte Bahnen erzeugen 163

PANÁ T., Le flambement de flexion des poutres a parois minces, ayant la section close, soumises a torsion 175

II. **Termotechnique et machines thermiques**

UNGUREANU C., OANCEA N., NEGRU D., Beiträge zur Bestimmung der Wärme- und Stoffübergangzahlen für Kreuzstromkühltürme 183

BARBU V., NEGRU D., IORGA D., Über die Lokalisierung des Kühleffekts Hilsch-Ranque 193

VLĂDEA I., THEIL H., NEISS FR., Der Einfluss einiger Betriebsbedingungen sowie verschiedener Konstruktionsgrössen auf die Kühlleistung von Kraftwagenkühlern 203

BERINDEAN V., CARAMAVRU N., AVRAM V., PURI G., Contributions à l'étude et à la récherche du processus de combustion des mélanges de gas-oil et d'éssence au moteur D-103 217

III. **La mecanique des fluides et machines hydrauliques**

ANTON I., Der optimale Nabendurchmesser von Kaplanturbinen 225

SANTĂU I., Einfluss des Teilungsverhältnisses des Schaufelgitters, auf die Betriebskennlinien der Bohrturbinen 241

IV. **Technologie des materiaux**

NANU A., COMAN L., Ein Verfahren zum Berechenen der Druckkräfte beim Schmieden von grossen Kurbelwellen mit ununterbrochenem Faserverlauf 251

DREUCEANU A.. PAULESCU GH., Aktives pneumatisches Kontrolsystem bei Flächenscheifmaschinem vom Typ RP-250 259

V. **Technologie de la construction de machines**

ROSINGER ŞT., La force de coupe des cisailles et etamp s a aretes tranchantes inclinees 265

POP I., Bestimmung des Koeffizienten aus der Gleichung der Hauptkraft beim Drehen 271

SELARIU M., Die Determination der Druckkräfte hervorgerufen aus dem Kreisexzenter 281

VI. **Matériel roulant de chemin dé fér**

HOANCĂ V., URSU C., DUNGAN M., NEGUŢ N., Einflüss des Bogenlaufes an geometrischen Elementen bei Kardanwellen Antriebe der Lokomotiven mit hydraulischer Kraftürbertragung 291

NEGREANU A., Studium und Berechnung von Kraftschaltungen für elektrische Lokomotiven mit Tyristoren und Leerlaufdioden 297

CU PRIVIRE LA SINTEZA MECANISMELOR CU BARE RULANTE GENERATOARE DE TRAIECTORII *

DE

D. PERJU

1. INTRODUCERE

Conducerea unui punct dintr-un mecanism pe o curbă dată își găsește o largă aplicație în mecanizarea și automatizarea anumitor procese de lucru.

Soluția acestei probleme de sinteză s-a căutat în principal în cadrul mecanismelor de structura cea mai simplă (cu 4 sau 5 elemente), cu cuple cinematice inferioare. Mecanismele cu elemente articulate prezintă o serie de avantaje (randament ridicat, robustețe, simplitate constructivă, se pot uzina și întreține ușor), fapt pentru care sînt în general preferate în soluționarea anumitor probleme de sinteză, inclusiv în cea de generare a unei traiectorii prescrise. Dezavantajul principal al acestora constă în faptul că numărul de condiții ce pot fi impuse este mic, uneori insuficient pentru a satisface anumite condiții de precizie impuse [1], [5].

K. Hain [3] arată că pentru mecanisme cu elemente articulate, numărul maxim de poziții (p) ce pot fi impuse pentru traiectoria unui punct al unui mecanism cu n elemente mobile este $p=2n-1$.

Rezultă deci limitele mecanismelor cu elemente articulate sub aspectul preciziei cu care acestea generează o curbă dată. În plus, metodele de sinteză ale acestor mecanisme sînt laborioase (atît cele grafice, cît și cele analitice).

Un mecanism cu cuple cinematice de clasa V-a, avînd lungimea unui element continuu variabilă, poate însă reproduce o curbă dată printr-un număr oricît de mare de puncte.

Utilizarea unor mecanisme cu bare rulante asigură respectarea acestei condiții. În figura 1 *a*, se arată un mecanism cu patru elemente avînd punctul generator de traiectorie M pe elementul *3*, iar în figura 1 *b*, pe biela *2*. Bara *3* rulează fără alunecare peste bara curbă *4* solidară cu elementul fix al mecanismului, adică ele reprezintă centroidele mișcării relative ale elementelor *3* și *4*.

---

*) Lucrare prezentată la a XIII-a sesiune de comunicări științifice a I. P. „Gh. Gheorghiu-Dej" București, din mai 1970.

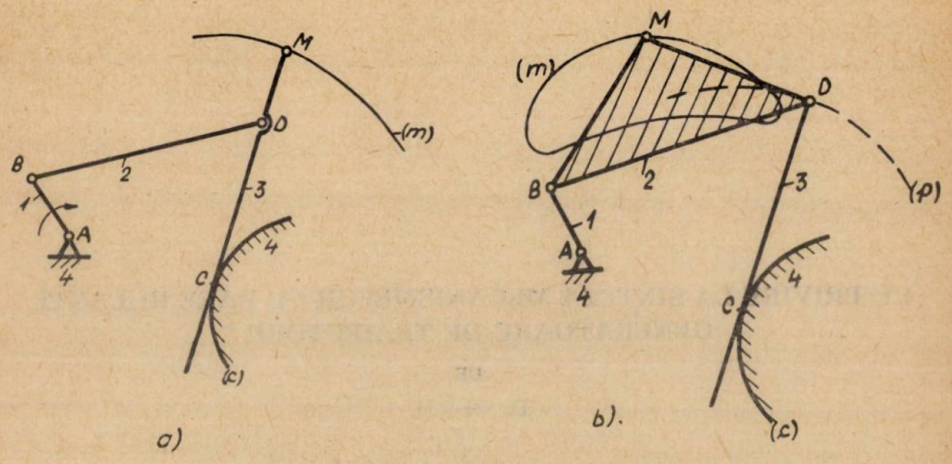


Fig. 1. Mecanisme cu bare rulante cu 4 elemente.

Un exemplu de mecanism cu bare rulante îl constituie mecanismul pentru comanda unui ventil de distribuție, la care se reproduce mișcarea cardanică (fig. 2).

La aceste categorii de mecanisme, frecarea și uzura din cupla cinematică *C* sînt mici [7].

Închiderea cuplei cinematice de clasa V-a formată de cele două bare care se rostogolesc pur, se poate face prin formă, ca în figura 2 sau prin forță, ca în figura 3.

Firele sau benzile metalice *3*, împiedică alunecarea relativă a elementelor *1* și *2*, iar arcul *4* (elicoidal în figura 3 *a* și lamelar în figura 3 *b*) asigură contactul celor două bare rulante.

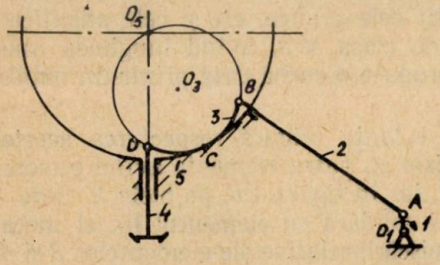


Fig. 2. Mecanism cu bare rulante pentru comanda unui ventil.

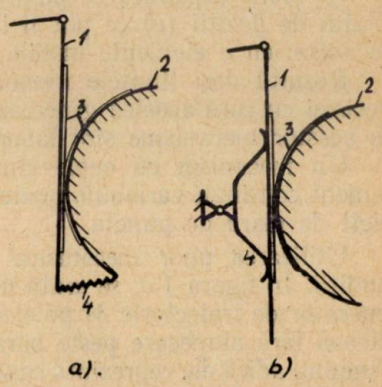


Fig. 3. Soluții constructive pentru închiderea prin forță a cuplei cinematice superioare de clasa V-a.

Apăsarea una peste cealaltă a barelor rulante, se face doar la mecanismele la care reacțiunea din cupla cinematică superioară de clasa V-a nu asigură ea însăși acest lucru.

2. SINTEZA MECANISMELOR CU BARE RULANTE

Sinteza acestei categorii de mecanisme constă în determinarea a două curbe (barele rulante), dintre care una fixă, astfel încît curba dată sau una dedusă din aceasta, se reprezinte o curbă ruletă în mișcarea relativă a celor două bare rulante. Pentru simplitatea constructivă a mecanismului, una dintre curbele rulante (de exemplu cea mobilă) se ia o linie dreaptă. În acest caz, curba descrisă de un punct al acesteia reprezintă o evolventă generală (desfășurătoare) a curbei fixe. Și invers, curba (centroida) fixă va fi evoluta (desfășurata) curbei de urmărit.

Mecanismele cu bare rulante generatoare de traiectorii pot fi realizate în cele două variante prezentate în figurile 1 *a* și *b*.

La mecanismul din figura 1 *a*, profilul barei *4* (*c*) reprezintă evoluta curbei date (*m*), iar la mecanismul din figura 1 *b*, curba (*c*) este evoluta curbei (*p*) dedusă din curba dată (*m*) astfel ca un punct din planul bielei *2* (*B*) să descrie un cerc. Soluția din figura 1 *a*, corespunde cazului în care curba dată trebuie parcursă în ambele sensuri la o rotație completă a manivelei motoare, iar cea din figura 1 *b*, cazului în care curba dată trebuie parcursă într-un singur sens, închiderea ei făcîndu-se pe o traiectorie arbitrară.

Și într-un caz și în celălalt, pentru a avea soluție, curba (*m*) sau (*p*) trebuie să aibe aceeași concavitate în intervalul considerat. În caz că se impune reproducerea unei traiectorii cu puncte de inflexiune, soluția poate fi dată după schema din figura 1 *b*, căutîndu-se în planul mobil *2* (la care punctul *M* se află pe curba dată, iar punctul *B* pe un cerc) puncte care descriu curbe de aceeași concavitate.

Fie (*c*) curba fixă și (*m*) o evolventă (desfășurătoare) a acesteia, trasată de punctul *M* al dreptei (*d*) (fig. 4).

Normala *N* la curba (*m*) este tangentă la curba (*c*), adică aceasta apare ca înfășurătoarea normalelor curbei (*m*), iar variația arcului pe curba *c* (Δs_{12}) este egală cu variația razei de curbură a evolventei acesteia ($\Delta\rho_{12}$) și deci, dreapta (*d*) se rostogolește fără alunecare peste curba (*c*) [4].

În aceste condiții, ecuația evolutei poate fi dedusă după cum urmează:

a) Dacă curba (*m*) este dată parametric sub forma:

$$X = X(t)$$
$$Y = Y(t). \qquad (1)$$

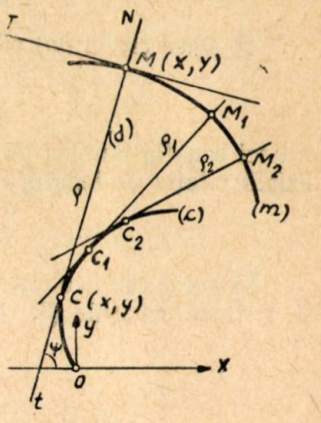


Fig. 4. Bara rulantă (*c*) și o evolventă a acesteia (*m*).

Notînd cu x și y coordonatele unui punct al normalei, se obțin ecuațiile parametrice ale evolutei curbei date (1) sub forma:

$$x=X-\frac{Y'(X'^2+Y'^2)}{X'Y''-X''Y'}$$
$$y=Y+\frac{X'(X'^2+Y'^2)}{X'Y''-X''Y'} \tag{2}$$

care reprezintă tocmai coordonatele centrului de curbură ale curbei date (m).

Eliminînd parametrul t din ecuațiile (2) se poate obține ecuația evolutei curbei date sub formă implicită.

b) Dacă curba (m) este dată explicit prin ecuația:

$$Y=F(X) \tag{3}$$

atunci ecuațiile (2) devin:

$$x=X-\frac{Y'(1+Y'^2)}{Y''}$$
$$y=Y+\frac{1+Y'^2}{Y''} \tag{4}$$

De exemplu, parabola de ecuație:

$$Y^2=2pX$$

are ca evolută parabola semicubică:

$$Y^2=\frac{1}{p}\left[\frac{2}{3}(X-p)\right]^3$$

c) Dacă curba (m) este dată implicit prin ecuația:

$$F(X,\ Y)=0 \tag{5}$$

atunci ecuația familiei de normale depinde de doi parametri X și Y, între care există relația de legătură (5), adică o ecuație de forma:

$$\varphi(x,\ y,\ X,\ Y)=0. \tag{6}$$

În acest caz evoluta curbei date se obține prin eliminarea parametrilor X și Y între ecuațiile (5), (6) și iacobianul:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial F}{\partial X} & \frac{\partial F}{\partial Y} \\ \frac{\partial \varphi}{\partial X} & \frac{\partial \varphi}{\partial Y} \end{vmatrix}=0. \tag{7}$$

De exemplu, hiperbola:

$$b^2X^2 - a^2Y^2 - a^2b^2 = 0$$

admite ca evolută curba de ecuație:

$$(aX)^{2/3} - (bY)^{2/3} = (a^2+b^2)^{2/3}$$

d) Dacă curba (m) este dată explicit în coordonate polare prin ecuația:

$$\rho = \rho(\theta) \tag{8}$$

Scriind ecuația familiei de normale și determinînd înfășurătoarea acestora, se obțin ecuațiile parametrice ale evolutei curbei date, sub forma:

$$\begin{aligned} x &= \rho\cos\theta - \frac{(\rho'\sin\theta+\rho\cos\theta)(\rho^2+\rho'^2)}{\rho^2+2\rho'^2+\rho\rho''} \\ y &= \rho\sin\theta + \frac{(\rho'\cos\theta-\rho\sin\theta)(\rho^2+\rho'^2)}{\rho^2+2\rho'^2+\rho\rho''} \end{aligned} \tag{9}$$

Eliminînd parametrul θ între aceste două relații, se poate obține ecuația evolutei sub formă implicită.

Așa cum s-a arătat și mai sus, pentru ca mecanismul să poată fi materializat în accepțiunea prezentată, curba dată (m) va trebui să aibă aceeași concavitate.

Dacă această condiție nu este satisfăcută, soluția se va putea obține în varianta prezentată în figura 1 *b*, căutîndu-se în planul mobil *2*, domeniul ale cărui puncte descriu traiectorii care satisfac această condiție (p). Determinarea acestui domeniu se poate face analitic sau grafic, după ce în prealabil s-a admis lungimea BM și manivela motoare (fig. 5).

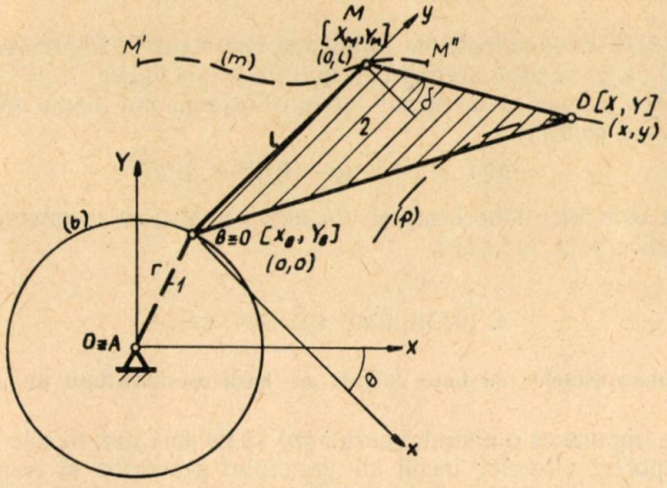


Fig. 5 Generarea unei traiectorii cu inflexiuni cu ajutorul unui mecanism cu bare rulante.

Fie:

$$F(X, Y)=0 \tag{10}$$

ecuația curbei date (m) și

$$X^2+Y^2=r^2 \tag{11}$$

ecuația cercului descris de butonul B al manivelei motoare, față de un sistem de referință fix cu originea în punctul A.

Punîndu-se condiția ca $M(X_M, Y_M)$ să satisfacă ecuația curbei (m), $B(X_B, Y_B)$ să verifice ecuația (11), distanța dintre ele să fie o constantă l și triunghiul BMD momentan invariabil, rezultă ecuația curbei (p) descrisă de D sub forma:

$$\varphi(X, Y, x, y)=0 \tag{12}$$

în care x și y sînt coordonatele punctului D în planul mobil 2 și care, în ecuația de mai sus, au rolul unor parametri.

Pentru a afla punctele de inflexiune ale curbei (p), aceasta se trece în coordonate omogene:

$$\varphi(X, Y, Z, x, y)=0 \tag{12'}$$

și i se determină hesiana:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial^2\varphi}{\partial X^2} & \frac{\partial^2\varphi}{\partial X\,\partial Y} & \frac{\partial^2\varphi}{\partial X\,\partial Z} \\ \frac{\partial^2\varphi}{\partial X\,\partial Y} & \frac{\partial^2\varphi}{\partial Y^2} & \frac{\partial^2\varphi}{\partial Y\,\partial Z} \\ \frac{\partial^2\varphi}{\partial X\,\partial Z} & \frac{\partial^2\varphi}{\partial Y\,\partial Z} & \frac{\partial^2\varphi}{\partial Z^2} \end{vmatrix} = 0. \tag{13}$$

Intersecțiile curbelor (12') și (13) marchează punctele de inflexiune ale curbei (p).

Fie I' și I'' două puncte de inflexiune consecutive. Pentru ca traiectoria punctului $D(x, y)$ să aibă aceeași concavitate în porțiunea $M'M''$ a curbei (m) impuse, acesta trebuie să fie situat într-un domeniu din planul mobil, a căror puncte satisfac condiția:

$$M'I' < [x^2+(y-l)^2]^{1/2} < M''I'' \tag{14}$$

Metoda este însă laborioasă și din acest motiv, se recomandă utilizarea metodei grafice prin încercări.

3. PROBLEME DE SINTEZĂ

3.1. Sinteza mecanismelor cu bare rulante pe baza coeficientului de productivitate.

Dacă se impune ca o anumită curbă (m) să fie parcursă în cele două sensuri astfel ca raportul vitezelor medii ale punctului generator să respecte o anumită valoare, atunci sinteza mecanismului patrulater cu bare rulante se face

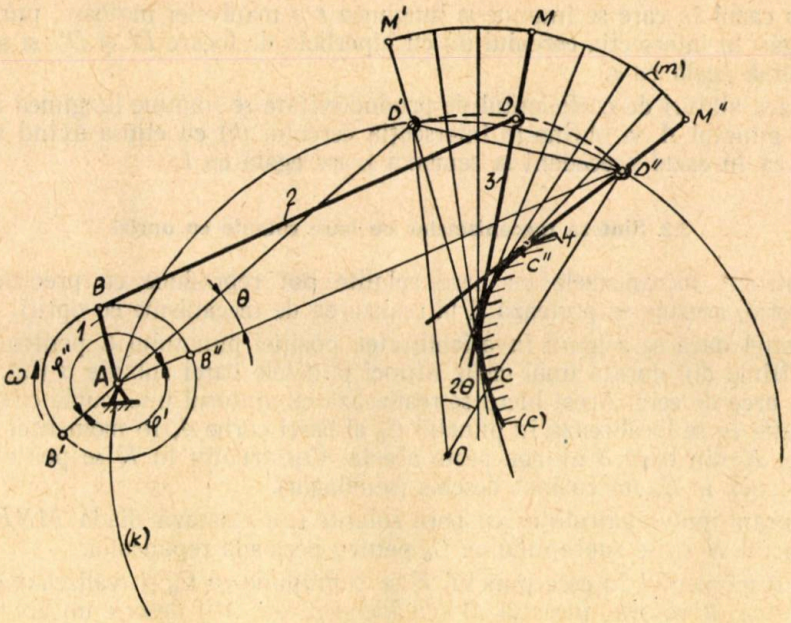


Fig. 6. Sinteza mecanismelor cu bare rulante pe baza coeficientului de productivitate.

în mod analog cu cea a mecanismului patrulater articulat pe baza coeficientului de productivitate.

Fie M punctul care reproduce traiectoria dată (m) pe porțiunea $\overset{\frown}{M'M''}$ a acesteia (fig. 6).

Profilul (c) al barei rulante *4* se obține ca înfășurătoarea normalelor curbei date (m). Din condiții de gabarit se admite distanța MD constantă și cu aceasta se determină pozițiile extreme ale punctului D de articulație dintre elementele *2* și *3* (D' și D'').

Coeficientul de productivitate va fi:

$$k = \frac{\overset{\frown}{D''D'}}{t''} : \frac{\overset{\frown}{D'D''}}{t'} = \frac{\varphi''}{\varphi'} = \frac{\pi+\theta}{\pi-\theta} \tag{15}$$

adică are aceeași expresie ca și la mecanismele patrulatere cu cuple de rotație sau translație.

Locul geometric al punctului A va fi evident un cerc capabil de unghiul:

$$\theta = \pi\frac{k-1}{k+1} \tag{16}$$

Dacă nu se mai impune și o altă condiție, punctul A poate fi ales oriunde pe locul său geometric — cercul (k).

În cazul în care se impune și lungimea r a manivelei motoare, punctul A se va găsi la intersecția cercului (k) cu hiperbola de focare D' și D'' și semiaxă transversă egală cu r.

Dacă alături de coeficientul de productivitate se impune lungimea bielei l, atunci punctul A se obține la intersecția cercului (k) cu elipsa avînd aceleași focare ca în cazul precedent și semiaxa mare egală cu l.

3.2. Sinteza mecanismelor cu bare rulante cu opriri

Întrucît mecanismele cu bare rulante pot reproduce cu precizie orice traiectorie, acestea se pretează și la realizarea de mecanisme cu opriri.

Astfel dacă se asigură invariabilitatea poziției punctului C pentru o anumită cîtime din durata unui ciclu, atunci punctele barei rulante *3* (fig. 7) vor descrie arce de cerc. Acest lucru se realizează cu ajutorul unei cuple cinematice de rotație ce se localizează în punctul C_0 al barei curbe *4*, în momentul în care punctul K din bara *3* ajunge peste acesta. Constructiv în K se poate monta un bolț, iar în C_0 un cuzinet deschis (semilagăr).

Mecanismului patrulater cu bare rulante i se atașează diada MNP astfel ca punctul N să se suprapună cu C_0 pentru perioada repausului.

Din momentul în care punctul K se suprapune cu C_0 și realizează o cuplă cinematică de rotație, punctul M (cu începere din M') descrie un arc de cerc

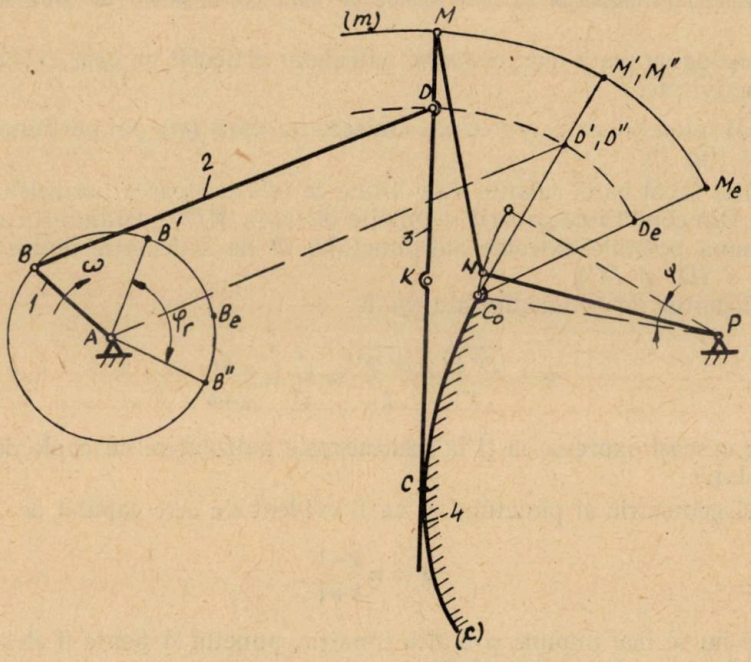


Fig. 7. Mecanism cu bare rulante cu opriri.

cu întoarcere $M'M_eM''$. Acestui parcurs îi corespunde unghiul φ_r la manivela motoare *1*, care reprezintă tocmai cîtimea din ciclul cinematic pentru care elementul NP este în repaus.

Sinteza acestui mecanism se face astfel: punctul D' admis în mod convenabil pe direcția C_0M' se unește cu articulația fixă A, față de această direcție măsurîndu-se de o parte și de alta, jumătatea unghiului de pauză ($\varphi_r/2$). Traiectoria punctului M se admite astfel ca elementul PN să poată oscila cu unghiul ψ (în ipoteza că acesta se impune) și să păstreze aceeași concavitate. Cunoscînd pozițiile extreme ale punctului D și poziția articulației fixe A, lungimile elementelor *1* și *2* se determină prin aceeași metodă ca la mecanismul patrulater articulat.

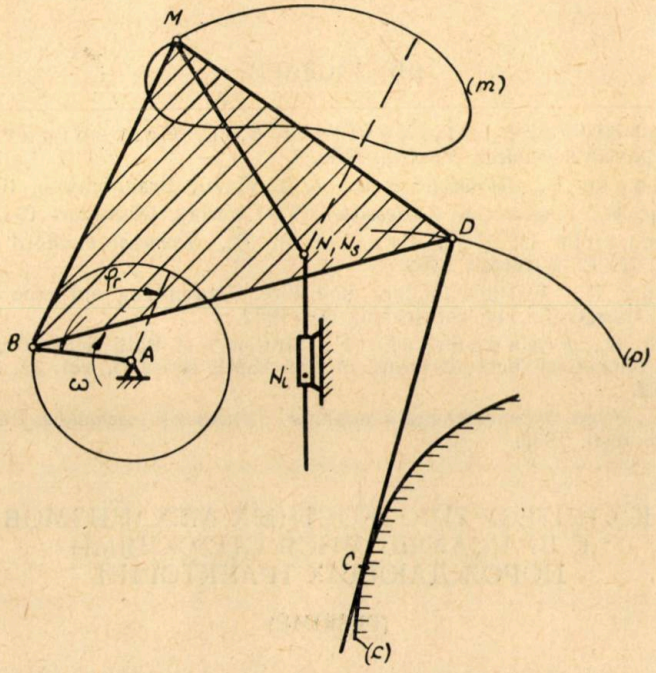


Fig. 8 Mecanism cu bare rulante și opriri.

Mecanisme cu opriri, avînd ca mecanism de bază un patrulater cu bare rulante, se pot obține și în varianta prezentată în figura 8, în care caz o anumită porțiune din curba (*m*) va fi un arc de cerc.

Opririle realizate cu aceste mecanisme sînt exacte.

CONCLUZII

Mecanismele cu bare rulante au avantajul că pot să reproducă cu precizie orice traiectorie impusă.

Ele pot fi utilizate cu succes pentru prelucrarea unor piese profilate prin conducerea unei scule pe curba profil impusă.

Această categorie de mecanisme se mai poate folosi pentru automatizarea sau mecanizarea unor procese tehnologice și ca mecanisme matematice (pentru trasarea unor curbe algebrice sau transcendente).

Mecanismele cu bare rulante prezintă uzuri mici ale cuplei superioare de clasa V-a și deci, nu se modifică traiectoria punctului generator, au un randament ridicat și sînt suficient de robuste și sigure în funcționare.

Au dezavantajul că utilizează o bară profilată, care trebuie realizată foarte precis.

BIBLIOGRAFIE

1. Artobolevski I. I., Levitski N. I., Cercudinov S. A., *Sintez ploskih mehanizov*, Moskva, 1959.
2. Dizioglu B., *Getriebelehre*, Bd. 1, 2, Vieweg Braunschweig 1965, 1967.
3. Hain K., *Angewandte Getriebelehre*, VDI Verlag, Düsseldorf 1961.
4. Gheorghiu O. Em., Crstici B. D., *Geometrie analitică și diferențială*. Ed. D. P. București 1968.
5. Kraus R., Wertigkeitsbilanz und ihre Anwendung auf eine Geradführung für Massgeräte. Feinwerktechnik 56—1952.
6. Roth B., Freudenstein F., Sinthesys of Path-Generating Mechanisms by Numerical Methods-Trans. of the ASME series B, vol. 85, Nr. 3, august 1963.
7. * * * , *Teoria mecanismelor și a mașinilor. Structura și cinematica*, Editura Tehnică, București, 1959.

К СИНТЕЗУ ПЛОСКОСТНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВРАЩАЮЩИМИСЯ СТЕРЖНЯМИ ПОРОЖДАЮЩИХ ТРАЕКТОРИИ

(РЕЗЮМЕ)

Проведение точки по данной кривой при помощи шарнирных механизмов можно осуществить соблюдая точечные условия всего лишь в конечном числе положений подвижного элемента. Увеличение количества определенных точек (пересечений между данной кривой и кривой кривотипа) приводит к увеличению количества элементов механизма.

Механизм с кинематическими нижними парами имея переменную длину элемета, может воспроизвести данную кривую через произволью большое количество точек.

В работе предлагается метод синтеза механизмов с низшими кинематическими парами с вращающимся стержнями порождающих данную траекторию. Излагается принципальное решение задачи при помощи механизмов простейшей структуры, т. е. в виде шарнирного четырехугольника.

ZUR SYNTHESE DER EBENEN GETRIEBEN MIT ROLLHEBELN DIE BESTIMMTE BAHNEN ERZEUGEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Die Führung eines Punktes auf einer bestimmten Bahn mittels Gelenkgetrieben wird mit Einhalten der Punktlagen-Bedingungen, nur in einer endlichen Zahl der Gliedlagen möglich. Die Erhöhung der Zahl der Präzissionspunkte (die Schnittpunkte der gegebenen Kurve und der Koppelkurve die es annähert) ist nur mit der Erhöhung der Zahl der Glieder möglich.

Ein Gelenkgetriebe mit stets veränderlichen Gliedlängen erzeugt eine Kurve die durch eine willkürlich grosse Zahl gegebener Punkte lauft.

Der Aufsatz erwiedert eine Synthese-Methode der Getriebe mit Rollhebeln (niedrige Elementenpaare) die eine gegebene Bahn verwirklichen. Es wurde hauptsächlich die Lösung dieser Probleme mit Getrieben von einfachster Struktur — mit vier Glieder gesucht.

FLAMBAJUL DE ÎNCOVOIERE AL BARELOR CU PEREȚI SUBȚIRI AVÎND PROFIL ÎNCHIS SOLICITATE LA RĂSUCIRE

DE

T. PANĂ

Pierderea stabilității este însoțită de modificarea direcțiilor eforturilor unitare normale și tangențiale în raport cu sistemul de referință la care este raportată bara aflată în stare naturală nedeformată.

Majoritatea lucrărilor publicate pînă în prezent, din dorința de a simplifica deducerea ecuațiilor diferențiale de deformație, neglijează proiecția efortului unitar tangențial pe direcția axei longitudinale a barei. Procedînd în acest mod se elimină efectul dat de momentul de răsucire asupra deformațiilor de încovoiere, fapt care conduce la un studiu incomplet al stabilității.

Introducerea în calcul a proiecției efortului unitar tangențial pe direcția axei longitudinale a barei, poate fi substanțial simplificată dacă deducerea ecuațiilor diferențiale se face în raport cu un sistem de axe mobil — solidar cu secțiunea transversală a barei aflată în proces de deformare. Trecerea de la sistemul mobil la sistemul de referință fix se face prin exprimarea eforturilor din secțiunea transversală a barei deformate în funcție de eforturile din secțiunea barei nedeformate.

Ecuațiile diferențiale care rezultă prin acest procedeu sînt mai generale decît cele existente în literatură și permit studierea unui număr mai mare de aspecte ale fenomenului de pierdere a stabilității. Printre acestea se află și problema flambajului de încovoiere al barelor cu pereți subțiri solicitate la răsucire.

Se consideră o bară cu pereți subțiri avînd profilul închis rezemată în mod arbitrar, a cărei secțiune transversală are o formă oarecare și este constantă în lungul acesteia. Bara, presupusă în stare nedeformată, se raportează la un triedru stîng avînd axa Ox dirijată în direcția lungimii, iar ca axe Oy și Oz — axele principale centrale ale secțiunii transversale de la extremitatea

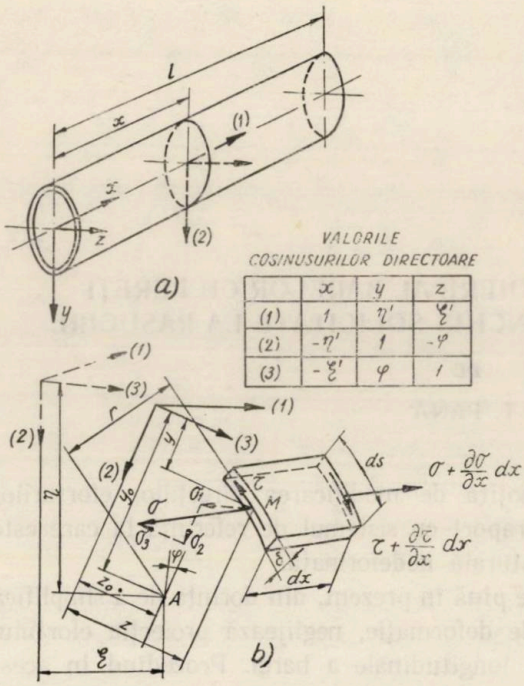


Fig. 1. *a* — Bară cu pereți subțiri, profil închis, în stare nedeformată, raportată la un triedru stîng; *b* — Element din bara cu pereți subțiri, după deformarea barei.

din stînga a barei. Pentru studiul local se va utiliza o coordonată suplimentară *s*, care determină poziția unui punct de pe linia mediană a secțiunii transversale [1], [2].

O secțiune transversală oarecare, are axele principale centrale de inerție (*2*) și (*3*), iar ca normală la plan în centrul său de greutate, axa (*1*). Evident că axele (*2*) și (*3*) sînt paralele respectiv cu axele *Oy* și *Oz* iar axele *Ox* și (*1*) sînt confundate (figura 1, *a*).

Încărcînd bara și considerînd că triedrul format din axele (*1*), (*2*) și (*3*) este solidar cu secțiunea transversală, după deformarea barei acest triedru se va afla translatat și rotit în raport cu sistemul de referință *Oxyz* care este presupus fix (fig. 1, *b*).

În procesul de deformare secțiunea transversală efectuează simultan trei translații, trei rotiri și o deplanare. În consecință, un punct oarecare $M(y, z)$ de pe linia mediană a secțiunii transversale se deplasează în direcția axei *Ox* și în direcția tangentei la linia mediană. Eforturile unitare corespunzătoare acestor deplasări sînt respectiv

$$\sigma = E\,[\xi' - \zeta'' z - \eta'' y] \tag{1}$$

și

$$\tau = G\,[\varphi' r - \beta\hat{\omega}'] \tag{2}$$

unde s-a notat cu:

$\xi(x)$, $\eta(x)$, $\zeta(x)$ — deplasările secțiunii transversale în direcțiile axelor *Ox*, *Oy* și *Oz*;

$\varphi(x)$ — unghiul de rotire al secțiunii, în planul său, în jurul centrului de încovoiere $A(y_0, z_0)$;

$\beta(x)$ — funcția de proporționalitate între deplanarea unitară la răsucire împiedecată și deplanarea unitară $\omega(s)$, calculată în ipoteza răsucirii libere [1];

r — distanța dintre centrul de încovoiere al secțiunii și tangenta la linia mediană, în punctul $M(y, z)$.

În relațiile (1) și (2), accentul simbolizează derivata în raport cu arcul s, pentru funcția $\hat{\omega}(s)$, și respectiv derivata în raport cu x — pentru celelalte funcții. Pentru simplificarea rezultatelor, în aceste relații, au fost neglijate deplasările secțiunii produse prin lunecare întrucît ele sînt mici în comparație cu deplasările produse de răsucire.

Întrucît deplanarea se produce perpendicular pe planul secțiunii transversale, ea nu afectează valorile eforturilor unitare normale conținute în planul secțiunii. Pentru a ține seama de aceasta, în relația (1) nu a fost luat în considerare și efectul produs de deplanare.

Trecerea barei de la starea naturală nedeformată la prima formă de echilibru este însoțită de deformații extrem de mici. În consecință, în calculul eforturilor din secțiunea transversală se poate neglija efectul produs de deformații asupra direcțiilor eforturilor unitare normale și tangențiale. Cînd prima formă de echilibru devine nestabilă și bara trece în cea de a doua formă de echilibru, se produc deplasări suplimentare care modifică direcțiile eforturilor unitare în raport cu sistemul de axe fix $Oxyz$.,

Cu toate că deformațiile produse prin pierderea stabilității sînt foarte mari în comparație cu cele pe care le are bara atunci cînd ea se găsește în prima formă de echilibru, pentru simplificarea calculelor se va presupune că aceste deformații sînt suficient de mici pentru ca axa deformată a barei, în cea de a doua formă de echilibru, să poată totuși fi considerată ca fiind foarte apropiată de o curbă plană. Studiul stabilității barelor cu pereți subțiri în cazul formelor spațiale de echilibru constituie subiectul unei alte lucrări.

Fibra longitudinală ce trece prin punctul $M(y, z)$, inițial paralelă cu axa Ox, după flambarea barei va face cu direcția acestei axe, în planele xOy și xOz, respectiv unghiurile:

$$\eta' + (z - z_0)\,\varphi' \quad \text{și} \quad \zeta' - (y - y_0)\,\varphi'$$

Dacă se ține seama că normala la planul secțiunii transversale face ca direcția axei Ox unghiurile η' și ζ', atunci efortul unitar σ, care este tangent la fibra longitudinală va da pe direcțiile axelor (2) și (3) — mobile odată cu secțiunea transversală — următoarele proiecții:

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= \sigma\,(z - z_0)\,\varphi' \\ \sigma_3 &= -\sigma\,(y - y_0)\,\varphi'. \end{aligned} \tag{3}$$

Efortul unitar normal îndreptat în direcția axei (1) are două componente: una provenită din proiectarea efortului unitar σ și alta provenită din deplanarea secțiunii. Valoarea acestui efort se calculează cu relația:

$$\sigma_1 = \sigma - E\beta'\hat{\omega}. \tag{4}$$

Efortul unitar tangențial τ fiind conținut în planul secțiunii transversale se deplasează și se rotește odată cu aceasta. Proiecțiile acestui efort unitar pe direcțiile axelor mobile sînt:

$$\tau_1 = 0$$
$$\tau_2 = \tau y' \tag{5}$$
$$\tau_3 = \tau z'$$

unde y' și z' reprezintă respectiv cosinusul și sinusul unghiului format de tangenta geometrică dusă la linia mediană, în punctul m (y, z), și axa (2).

Atît pentru bara nedeformată cît și pentru bara aflată în cea de a doua formă de echilibru, eforturile din secțiunea transversală se determină alegînd ca centru de reducere al eforturilor unitare normale și tangențiale, centrul de greutate al secțiunii respectiv centrul de forfecare. Astfel, calculul eforturilor din secțiunea transversală a barei flambate, provenite din reducerea eforturilor unitare σ_1, conduce la ecuațiile diferențiale de deformații:

$$EA\xi'' - N_1' = 0$$
$$EI_y\zeta^{IV} - M_2'' = 0 \tag{6}$$
$$EI_z\eta^{IV} + M_3'' = 0$$

în care simbolurile corespund următoarelor mărimi:

E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului din care este confecționată bara;
A — aria secțiunii transversale;
I_y și I_z — momentele de inerție ale secțiunii transversale în raport cu axele principale centrale din planul său;
N_1 — forța axială din secțiune, dirijată după axa (1);
M_2 și M_3 — momentele încovoietoare calculate în raport cu axele (2) și (3).

Din studiul deformațiilor la barele cu pereți subțiri avînd profilul închis [1], [2], se cunoaște că ecuația diferențială a unghiului de răsucire are expresia:

$$\frac{EI_{\hat{\omega}}}{\nu}\varphi^{IV} - GI_t\varphi'' - m_0 + \frac{EI_{\hat{\omega}}}{\nu GI_f}m_f'' = 0 \tag{7}$$

în care notațiile au următoarele semnificații:

G — modulul de elasticitate transversal al materialului din care este confecționată bara;
I_t — momentul de inerție polar convențional;
I_f — momentul de inerție dirijat raportat la centrul de forfecare pură;
$I_{\hat{\omega}}$ — momentul de inerție sectorial generalizat;
ν — coeficientul de deformație al secțiunii;
m_0 — momentul de răsucire distribuit după linia centrelor de încovoiere;
m_f — momentul de răsucire distribuit după linia centrelor de forfecare pură.

Cunoscînd că momentele distribuite m_0 și m_f provin din considerarea exclusivă a eforturilor unitare tangențiale, și calculînd eforturile din secțiunea transversală a barei flambate care rezultă din reducerea tuturor eforturilor unitare conținute în planul secțiunii, se obține pentru m_0 și m_f următoarele expresii:

$$m_0=[\varphi'(N_1h^2-2b_z M_2+2b_y M_3)]'-[M_1-T_2 z_0+T_3 y_0]' \tag{8}$$

$$m_f=[\varphi'(N_1 h_f^2-2\bar{b}_z M_2+2b_y M_3)]'-[M_1-T_2(z_0+z_f)+T_3(y_0+y_f)[' \tag{9}$$

în care s-a notat cu:

M_1 — momentul de răsucire față de axa (*1*);

T_2 și T_3 — forțele tăietoare dirijate după axele (*2*) și (*3*);

y_f și z_f — coordonatele relative ale centrului de forfecare pură măsurate în raport cu centrul de încovoiere al secțiunii;

și

$$\begin{aligned}
h^2&=\frac{I_y+I_z}{A}+y_0^2+z_0^2\\
b_y&=\frac{1}{2I_z}\int_c y\,(y^2+z^2)\,dA-y_0\\
b_z&=\frac{1}{2I_y}\int_c z\,(y^2+z^2)\,dA-z_0\\
h_f^2&=h^2+y_0 y_f+z_0 z_f\\
\bar{b}_y&=b_y-\frac{1}{2}y_f\\
\bar{b}_z&=b_z-\frac{1}{2}z_f
\end{aligned} \tag{10}$$

Eforturile N_1, T_2, T_3, M_1, M_2 și M_3 din secțiunea transversală a barei flambate se exprimă în funcție de eforturile corespunzătoare din secțiunea barei nedeformate prin proiectarea vectorilor N_x, T_y, T_z, M_x, M_y și M_z pe direcțiile axelor (*1*), (*2*) și (*3*). În calculul momentelor M_1, M_2 și M_3 trebuie ținut seama totodată și de faptul că centrul de greutate al secțiunii deplasîndu-se în raport cu sistemul de referință fix, forțele N_x, T_y și T_z dau momente față de axele (*1*), (*2*) și (*3*).

Dacă se consideră că în secțiunea transversală a barei există numai momente de răsucire atunci rezultă:

$$\begin{aligned}
N_1&=T_2=T_3=0\\
M_1&=M_x\\
M_2&=-M_x\eta'\\
M_3&=-M_x\zeta'
\end{aligned} \tag{11}$$

În aceste condiții ecuațiile (6) și (7) permit alcătuirea următorului sistem de ecuații diferențiale de echilibru:

$$EA\xi'' = 0$$

$$EI_y \zeta^{IV} + (M_x \eta')'' = 0$$

$$EI_z \eta^{IV} - (M_x \zeta')'' = 0 \tag{12}$$

$$\frac{EI_\omega^\wedge}{\nu} \varphi^{IV} - GI_t \varphi'' - [\varphi'(2b_z \eta' - 2b_y \zeta') M_x]' + \frac{EI_\omega^\wedge}{\nu GI_f} [\varphi'(2\bar{b}_z \eta' - 2\bar{b}_y \zeta') M_x]''' = 0$$

Deoarece interesează numai deformațiile produse prin pierderea stabilității — care sînt foarte mari în comparație cu deformațiile corespunzătoare primei forme de echilibru — în ultima relație (12) au fost neglijați termenii care nu conțin deplasări.

Din examinarea ecuațiilor (12) rezultă că dacă se neglijează termenii care conțin produse de deplasări, atunci deplasarea axială și rotirea secțiunii nu sînt afectate de pierderea stabilității. Deci bara suferă un flambaj de încovoiere. Valoarea sarcinii critice se determină prin rezolvarea sistemului de ecuații:

$$EI_y \zeta^{IV} + (M_x \eta')'' = 0$$

$$EI_z \eta^{IV} - (M_x \zeta')'' = 0 \tag{13}$$

Întrucît acest sistem nu conține caracteristicile sectoriale ale secțiunii, este valabil și pentru barele de secțiune plină. Valoarea sarcinii critice pentru bara cu pereți subțiri, calculată prin rezolvarea sistemului (13), este aproximativă.

Un exemplu elementar de modul în care se poate calcula valoarea sarcinii critice de flambaj cu ajutorul sistemului (13) este următorul. Se consideră că bara este simplu rezemată la capete din punctul de vedere al încovoierii și încărcată cu două momente de răsucire concentrate de valoare M_t aplicate pe reazeme. În acest caz $M_x = M_t = \text{constant}$. Derivînd prima ecuație și eliminînd variabila η cu ajutorul celei de a doua, sistemul (13) se reduce la următoarea ecuație diferențială:

$$EI_y \zeta^{V} + \frac{M_t^2}{EI_z} \zeta''' = 0 \tag{14}$$

Dacă bara are lungimea l, se poate lua pentru deplasarea ζ o lege de variație de forma:

$$\zeta = \zeta^0 \sin \frac{\pi x}{l} \tag{15}$$

în care ζ^0 este o constantă.

Înlocuind în (14) rezultă că valoarea sarcinii critice se calculează cu relația:

$$M_{t_{critic}} = \frac{\pi}{l} E \sqrt{I_y I_z} \tag{16}$$

Deci cînd momentul de răsucire atinge valoarea dată de formula (16) se produce flambajul de încovoiere al barei.

În cazul general de solicitare la răsucire, cînd momentul M_x este funcţie de poziţia secţiunii, sistemul (13) conţine coeficienţi variabili. Aceasta complică, din punct de vedere matematic, deducerea valorii sarcinii critice de flambaj.

BIBLIOGRAFIE

1. A. Petre, M. Atanasiu, *Bare cu pereţi subţiri*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1960.
2. В. З. Власов, *Тонкостенные упругие стержни*, Государственное издательство физико-математический литературы, Москва, 1959.

НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ И КРУЧЕНИИ ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ ЗАМКНУТОГО ПРОФИЛЯ

(РЕЗЮМЕ)

В работе устанавливаются дифференциальные уравнение деформации стержней постепенного сечения при кручении, для втором формы равновесия.

Для простоты введения в расчеты проекции касательных напряжений на продольной оси стержня, употребляются две системы координат: одна неподвижна и другая, связанная с поперечным сечением, которое находится под деформацией.

Наконец рассчитывается критическая сила для свободно опертого стежня с точки зрения изгиба, нагруженного двумя сосредоточными крутящими моментами на опорах.

LE FLAMBEMENT DE FLEXION DES POUTRES A PAROIS MINCES, AYANT LA SECTION CLOSE, SOUMISES A TORSION

(RÉSUMÉ)

Dans ce travail on établie les équations différentielles de déformation pour la poutre à section constante soumise à torsion, qui se trouve dans la deuxième forme de l'équilibre.

L'introduction dans le calcule de la projection de la tension tangentielle sur l'axe longitudinale y est simplifiée par l'utilization des deux systèmes de références: un système fixe et l'autre mobil, qui se déplace avec la section transversale de la poutre pendant le processus de déformations.

On présente aussi les calcules pour la détermination de la valeur de la charge critique pour le cas d'une poutre appuyée à ses deux extrémités, du point de vue de la fléxion et torsionnée par deux moments de torsion appliqués aux extrémités.

CONTRIBUȚII LA DETERMINAREA COEFICIENTULUI DE TRANSFER DE CĂLDURĂ ȘI MASA LA TURNURILE DE RĂCIRE IN CURENT INCRUCIȘAT

DE

C. UNGUREANU, N. OANCEA, D. NEGRU

Pentru răcirea condensatoarelor din centralele termoelectrice mari și foarte mari se folosesc în ultimul deceniu tot mai mult turnuri de răcire în curent încrucișat. Din cauza dimensiunilor relativ mari ale sistemului de răcire al acestor turnuri, determinarea experimentală a eficacității sistemului de răcire este destul de greoaie și scumpă: stațiile pilot ridică probleme dificile de construcție și încercare. Mai mult, aceste stații reprezentînd una sau mai multe felii de turn sînt relativ mari și dau împrăștieri importante ale rezultatelor în timpul experimentărilor, din cauza abaterilor de la valorile nominale ale dimensiunilor constructive și funcționale.

Pornind de la sarcina trasată prin planul de stat, de a se construi turnuri de răcire gigant de 42 000 m³/h și în țara noastră, în viitorul imediat, metoda de calcul propusă de autori — și folosită deja în proiectare de către I. S. P. E. — permite determinarea cifrelor de schimb de căldură și masă pentru geometrii ale sistemului de distribuție a apei și ale densității ploii impuse, pentru care s-au determinat experimental curbele de izodensitate și repartiția picăturilor după număr, suprafață și masă pe grupe de diametre, cuprinse între 0,5 și 7,5 mm.

Din cercetările fundamentale [1], [2] se cunoaște că pentru amestecuri binare apă-aer, folosind analogia dintre procesul de schimb de căldură și substanță, se obțin relații de forma:

$$Nu = f(Re, Pr) \text{ pentru schimbul de căldură}$$

și

$$Nu_D = f(Re, Sc) \text{ pentru schimbul de substanță.}$$

Pentru intervalul de temperaturi în care au loc procesele din turnurile de răcire, criteriile Pr și Sc nu influențează sensibil rezultatele. Cercetînd în

laborator cazul curentului de aer transversal, Berman [2] [4] recomandă dependența experimentală:

$$Nu = 0{,}54\ Re^{0{,}50} \tag{1}$$

pentru schimbul de căldură și substanță dintre picăturile de apă și curentul de aer.

Exprimînd criteriile prin mărimile componente pentru fiecare grupă de diametre se obține:

$$\frac{\beta_i \cdot d_i}{D} = 0{,}54 \left(\frac{W_{mri} \cdot d_i}{\nu}\right)^{0{,}5} \tag{2}$$

În relația (2), scrisă pentru grupa de diametre cu indicele i, β_i reprezintă coeficienții de transfer de masă pentru picăturile cu diametrul d_i, D — coeficientul de difuzie apă-aer, W_{mri} — viteza medie relativă apă-aer a picăturilor în cădere liberă.

Coeficientul de transfer de masă pentru picăturile cu diametrul d_i, rezultă imediat:

$$\beta_i = \frac{0{,}54\ D}{d_i} \cdot \left(\frac{W_{mri} \cdot d_i}{\nu}\right)^{0{,}5} \tag{3}$$

Pe de altă parte coeficientul volumic de transfer de masă pentru toate picăturile de apă care se găsesc în volumul cercetat se determină cu relația:

$$\beta_{xv} = \pi \cdot \gamma \sum n_i \cdot \beta_i \cdot d_i^2 \tag{4}$$

în care n_i reprezintă numărul de picături de diametru d_i, care se găsesc în volumul cercetat în unitatea de timp.

Dacă debitul de apă q_i care revine picăturilor cu diametrul de grup d_i se cunoaște din experimentări, numărul de picături de diametru d_i existent într-un volum unitar al turnului se determină cu relația:

$$n_i = \frac{q_i}{\frac{\pi d_i^3}{6} \cdot W_{mai}} \tag{5}$$

în care W_{mai} reprezintă viteza medie a picăturilor pe înălțime.

Introducînd relațiile (3) și (5) în relația (4) se obține:

$$\beta_{xv} = \frac{3{,}24 \cdot \gamma \cdot D}{\nu^{0{,}5}} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{q_i \cdot W_{mri}^{0{,}5}}{d_i^{0{,}5} \cdot W_{mai}} \tag{6}$$

Se observă că, pentru determinarea coeficientului β_{xv} trebuie cunoscută, pentru fiecare diametru de grup, atît densitatea ploii — care se obține experimental — cît și viteza medie relativă apă-aer W_{mri} și viteza medie de cădere a picăturilor W_{mai}.

Considerînd viteza transversală a curentului de aer W_L — aproximativ constantă — viteza medie relativă W_{mrt} se obține prin însumarea vectorială a celor două viteze perpendiculare W_L și W_{mai}. În acest caz relația (6) devine:

$$\beta_{xv} = \frac{3{,}24\,\gamma \cdot D}{\nu^{0,5}} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{q_i \left(W_L^2 + W_{mai}^2\right)^{0,25}}{d_i^{0,5} \cdot W_{mai}^{0,5}} \tag{7}$$

În final, toată problema se reduce deci potrivit relației (7) la determinarea vitezei W_{mai}.

Pentru aceasta, s-a pornit de la ecuația căderii libere cu frecarea a picăturilor:

$$\frac{\pi d_i^3}{6} \rho_a \cdot g - \xi \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \rho_L \frac{W_{ai}^2}{2} = \frac{dw_{ai}}{dz} \cdot \rho_a \cdot \frac{\pi d_i^3}{3} \tag{8}$$

în care ξ, a fost considerat după Osen [3]:

$$\xi = \frac{24}{\mathrm{Re}}\left(1 + \frac{3}{13}\mathrm{Re}\right) \tag{9}$$

În acest caz relația (8) devine:

$$g - \frac{18\,\eta_L}{\rho_a \cdot d_i^2} W_{ai} - \frac{54 \cdot \rho_L}{13 \cdot \rho_a \cdot d_i} W_{ai}^2 = \frac{d \cdot W_{ai}}{d\,\tau} \tag{10}$$

În continuare, pentru ușurința calculelor, se vor introduce notațiile:

$$\frac{18\,\eta_L}{\rho_a \cdot d_i^2} = A \tag{11}$$

și

$$\frac{54\,\rho_L}{13\rho_a \cdot d_i} = B \tag{12}$$

deoarece toate mărimile din relațiile (11) și (12) nu depind de viteza picăturilor și în consecință mărimile A și B pot fi considerate constante.

Se obține astfel o ecuație diferențială de ordinul I:

$$d\tau = \frac{d \cdot W_{ai}}{g - A \cdot W_{ai} - B \cdot W_{ai}^2} \tag{13}$$

care se integrează, obținîndu-se

$$\tau = -\frac{1}{\sqrt{A^2 + 4Bg}} \ln \frac{2B \cdot W_{ai} + A + \sqrt{A^2 + 4\,Bg}}{2B \cdot W_{ai} + A - \sqrt{A^2 + 4\,Bg}} + C \tag{14}$$

Valoarea constantei de integrare C se determină din condiția de contur și anume pentru $\tau = 0$, $W_{at} = 0$ și prin urmare se poate scrie:

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{A^2 + 4Bg}} \ln - \frac{1 + \frac{2B}{A+\sqrt{A^2+4Bg}} \cdot W_{at}}{1 + \frac{2B}{A-\sqrt{A^2+4Bg}} W_{at}} \tag{15}$$

Relația dintre distanța de cădere și viteza picăturii se poate obține ușor printr-o schimbare convenabilă de variabilă, ecuația diferențială (13) devenind:

$$dS = \frac{W_{at} \cdot dW_{at}}{g - AW_{at} - BW_{at}^2} \tag{16}$$

Relația (16) se poate de asemeni integra ușor obținîndu-se

$$S = -\frac{1}{2B} \ln (g - AW_{at} - BW_{at}^2) + \frac{A}{2B} \frac{1}{\sqrt{A^2 + 4Bg}} \cdot$$

$$\cdot \ln \frac{2BW_{at} + A - \sqrt{A^2 + 4Bg}}{2BW_{at} + A + \sqrt{A^2 + 4Bg}} + C \tag{17}$$

Dacă se introduce valoarea constantei de integrare determinată din condiția ca la începutul căderii picăturilor ($S = 0$) viteza să fie nulă, în acest caz rezultă:

$$S = -\frac{1}{2B} \ln \frac{g}{g - AW_{at} - BW_{at}^2} + \frac{A}{2B\sqrt{A^2+4Bg}} \cdot \ln \frac{\frac{2BW_{at}}{A - \sqrt{A^2 + 4Bg}} + 1}{\frac{2BW_{at}}{A + \sqrt{A^2 + 4Bg}} + 1} \tag{18}$$

Cu ajutorul relației (18) se poate determina, pentru fiecare grup de diametre, viteza finală obținută de picături, după parcurgerea unei anumite distanțe de cădere.

Din fig. 1 se observă că, pentru aceeași înălțime de cădere, cu cît picăturile au diametru mai mare cu atît viteza W_{at} se stabilizează mai tîrziu și are valori mai mari. Viteza finală a picăturilor mai mari depinde tot mai mult de înălțimea de cădere.

Procesul de schimb de căldură și substanță se realizează pe tot parcursul căderii picăturii. Din această cauză, în relațiile de calcul, pentru determinarea lui β_{xv} trebuie introduse valori medii ale vitezelor W_{mrt} și W_{mat}.

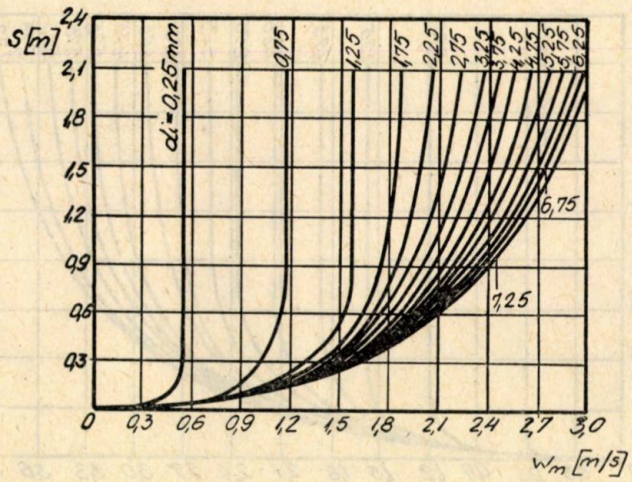


Fig. 1. Viteza finală a picăturilor cu diametrul d_i în funcție de înălțimea de cădere S (rel. 18).

Scriind expresia vitezei medii:

$$W_{mi} = \frac{1}{S}\int_0^S W_{ai} \cdot dS \tag{19}$$

și considerînd pentru dS valoarea rezultată din relația (16), se obține:

$$W_m = \frac{1}{S}\int_0^{W_{ai}} \frac{W_{ai}^2 \cdot dW_{ai}}{g - AW_{ai} - BW_{ai}^2} \tag{20}$$

Relația (20) se integrează ușor, obținîndu-se:

$$W_{mai}S = \frac{A}{2B^2}\ln\left(g - AW_{ai} - BW_{ai}^2\right) - \frac{1}{B}W -$$

$$-\frac{A^2 + 2gB}{2B^2\sqrt{A^2+4Bg}}\ln\frac{2BW_{ai}+A-\sqrt{A^2+4Bg}}{2BW_{ai}+A-\sqrt{A^2+4Bg}} + C \tag{21}$$

Ca și mai înainte valoarea constantei de integrare C se determină din condițiile de capăt și anume pentru $S = 0$ trebuie ca și $W_{ai} = 0$.

În acest caz, viteza medie are expresia: (22)

$$W_{mai} = \frac{1}{S}\left(\frac{A}{2B^2}\ln\frac{g - AW_{ai} - BW_{ai}^2}{g} - \frac{W_{ai}}{B} + \frac{A^2 + 2gB}{2B^2\sqrt{A^2+4gB}}\ln\frac{\dfrac{2BW_{ai}}{A^2+\sqrt{A^2+4Bg}}+1}{\dfrac{2BW_{ai}}{A^2-\sqrt{A^2+4Bg}}+1}\right)$$

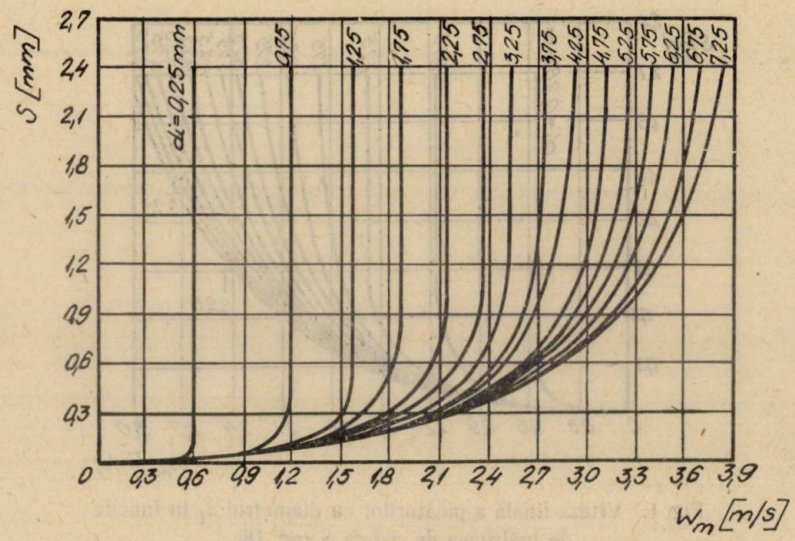


Fig. 2. Viteza medie a picăturilor cu diametrul d_i în funcție de înălțimea de cădere S (rel. 22).

Cu ajutorul relației (19), cunoscîndu-se viteza finală W_{ai} a picăturii după ce a parcurs înălțimea S, s-a trasat dependența dintre viteza medie W_{mai}, și înălțimea S pentru fiecare diametru de grup, d_i, reprezentată în fig. 2.

Se constată că și în această reprezentare curbele au o alură asemănătoare cu cele din fig. 1, cu observația că la o anumită înălțime de cădere și un anumit diametru, viteza medie este mai mică decît viteza finală, diferența fiind mai pronunțată la valori mai mari ale diametrelor.

Atît reprezentarea $W_{ai} = f(S)$ cît și reprezentarea $W_{mai} = f(S)$ se referă la cazul general, fiind valabile pentru orice instalație în care cad picături cu diametre cuprinse între 0,5 și 7,5 mm, sub acțiunea cîmpului gravitațional, cu condiția ca în ecuația căderii libere cu frecare a picăturii dependența $\xi = f(\mathrm{Re})$ (rel. 9) stabilită experimental de Osen și acceptată în lucrarea de față să fie adevărată.

Odată stabilită, cu ajutorul diagramei din fig. 2, dependența $W_{mai} = f(S)$, calculul coeficientului β_{xv} se poate face ușor. Potrivit relației (7), cu excepția mărimilor ν, D și γ, pentru calculul lui β_{xv} trebuie cunoscută, pentru fiecare diametru mediu de grup d_i, densitatea medie a ploii q_i și viteza medie a picăturii W_{mai} (considerîndu-se $W_L = \mathrm{ct}$).

Pentru aceasta s-au folosit rezultatele experimentărilor efectuate de autori pe o instalație pilot [5], care reproduce o parte dintr-o felie de turn la scara 1/1. Pe această instalație, utilizînd șipcile ondulate, decupate din plăci de azbociment, dispuse paralel sau încrucișat pe etaje la diverse distanțe pe orizontală și verticală, s-a determinat repartiția masică a picăturilor după diametrul

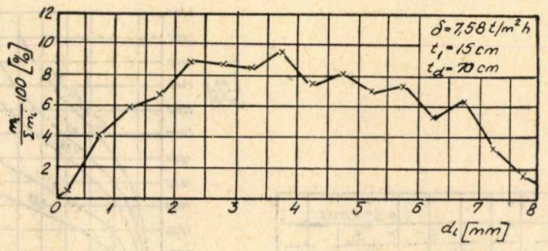


Fig. 3. Dependenţa $\frac{m_i}{\Sigma m_i} = f(d_i)$.

mediu de grup al acestora. În timpul experimentărilor a fost modificată densitatea de stropire q.

Pentru exemplificare, în figura 3 se prezintă dependenţa dintre masa m_i a picăturilor cu diametrul mediu de grup d_i şi masa tuturor picăturilor Σm_i, obţinută pentru o densitate a ploii de 7,58t/m²·h, cînd pasul dintre şipci pe orizontală $t_1 = 15$ cm, pe verticală $t_2 = 40$ cm şi între duze $t_d = 70$ cm.

În figura 4 este reprezentată dependenţa $\beta_{xv} = f(S)$, pentru o densitate de stropire constantă şi anume q=7,58 t/m²·h. Se observă că pe măsură ce creşte înălţimea de cădere a picăturilor, respectiv pasul pe verticală dintre şipci, coeficientul de transfer de masă se micşorează. Această constatare de mare importanţă pentru proiectare este consecinţa faptului că picăturile mari prin micşorarea distanţei dintre plăci îşi micşorează viteza medie şi realizează un timp de răcire mai îndelungat. Deşi această micşorare a vitezei de cădere a picăturilor mari are drept urmare o micşorare a efectului de răcire (rel 2), efectul acestei micşorări este neînsemnat din cauza ponderii mari a vitezei aerului W_L (vezi rel. 7).

În diagrama din fig. 5 este arătat efectul densităţii ploii q şi a vitezei aerului W_L asupra coeficientului β_{xv}, pentru o înălţime de cădere a picăturilor

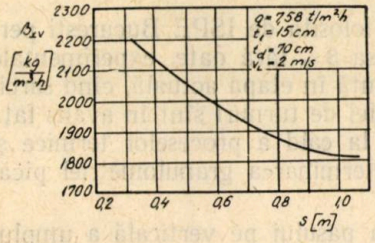


Fig. 4. Dependenţa $\beta_{xv} = f(S)$ pentru densitatea de stropire q=7,58 t/m²·h

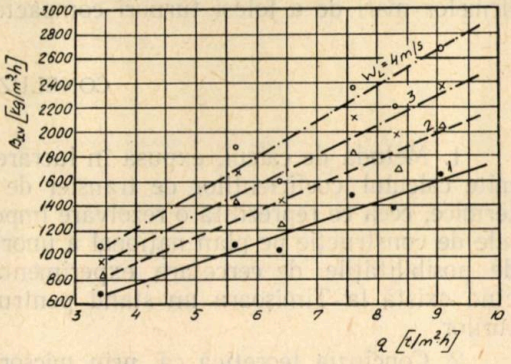


Fig. 5. Variaţia coeficientului de transfer β_{xv} în funcţie de viteza aerului W_L şi densitatea ploii q

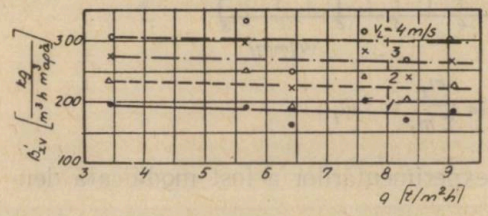


Fig. 6. Dependența coeficientului specific de transfer β'_{xv} de viteza aerului W_L și densitatea ploii q

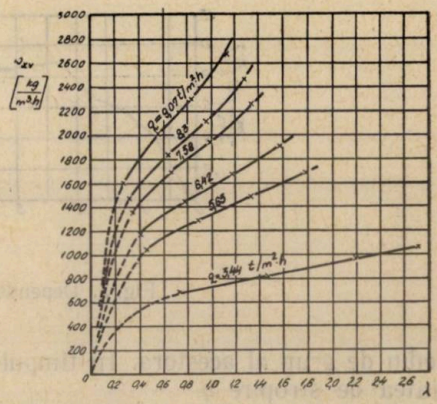


Fig. 7. Variația coeficientului de transfer β_{xv} în funcție de debitul specific de aer λ și densitatea ploii

de 600 mm. Se observă că mărirea atît a densității ploii cît și a vitezeiaerului au o influență favorabilă asupra lui β_{xv}.

În diagrama din fig. 6 este prezentată dependența $\beta'_{xv} = f(q)$, cu viteza aerului W_L ca parametru, β'_{xv} fiind coeficientul specific de transfer raportat la unitatea de volum de apă vehiculată prin turn kg/m³·h·m³ apă. Din această diagramă se constată că pentru o anumită viteză de intrare a aerului, factorul de calitate al turnului rămîne aproape constant, ceea ce înseamnă că densitățile mari de stropire sînt favorabile din punct de vedere al efectului de răcire.

Efectul simultan al debitului de apă q și al vitezei aerului W_L este sintetizat prin coeficientul λ, debitul specific de aer. În diagrama din fig. 7 este reprezentată dependența $\beta_{xv} = f(\lambda)$, avînd densitatea ploii q ca parametru. Se observă că mărindu-se și debitul de apă și debitul de aer, deci păstrîndu-se $\lambda = \text{const}$, coeficientul de transfer β_{xv} se mărește, ceea ce explică tendința firmelor mari de a folosi turnuri compacte în curent încrucișat.

CONCLUZII

1. Metoda de calcul, expusă în lucrare și folosită de ISPE București permite calculul coeficienților de transfer de masă β_{xv} fără date experimentale termice, ceea ce reprezintă o rezolvare importantă în etapa actuală, cînd sarcinile de construcție pe plan național a unor astfel de turnuri sînt în avans față de posibilitățile de cercetare experimentală la cald a proceselor termice și cînd există la Timișoara un stand pentru determinarea granulometriei picăturilor.

2. Concluzia teoretică că, prin micșorarea pasului pe verticală a umpluturii turnului coeficientul de transfer de masă se ameliorează printr-o mărire a numărului de picături existente în turn, poate să fie folosită pentru stabilirea

unui optimum economic. Știind că micșorarea pasului pe verticală sau pe orizontală este însoțită de scumpirea umpluturii și de creșterea rezistențelor hidraulice de partea aerului, stabilirea unei soluții convenabile devine accesibilă tocmai pentru că efectul pozitiv de creștere a lui β_{xv} este oferit imediat.

3. Cu ajutorul relațiilor stabilite se poate determina efectul de răcire (coeficientul β_{xv}) și pentru cazul cînd dependența experimentală Nu $= f$ (Re) are o valoare diferită de cea acceptată în lucrare, eventual pentru alte amestecuri binare. În aceste cazuri, este suficient să se modifice coefientul 3,24 și exponenții la care intervin W_L și W_{mat} (rel. 7) ceea ce nu modifică cu nimic calitativ concluziile obținute.

4. Pentru generalizare, eventual pentru determinarea efectului abaterilor constructive ale turnului de la dimensiunile nominale realizate pe standul de încercare, pentru stabilirea efectului vîntului, a neuniformității repartiției aerului și a apei și a variației cu temperatura a coeficienților de transfer, după ce se vor realiza și încercări pe modele calde, se pot stabili coeficienți de corecție subunitari cu care vor trebui bineînțeles micșorate cifrele de transfer stabilite.

NOTAȚII

Nu — criteriul Nusselt,
Re — criteriul Reynolds,
Pr — criteriul Prandtl,
Sc — criteriul Schmidt,
d — diametru [m],
D — coeficient de difuziune [m²/s],
W — viteză [m²/s],
ν — vîscozitate cinematică [m²/s],
n — număr de picături, adimensional,
q — densitatea ploii [m³/m²·h],
τ — timp [s],
ρ — densitate [kg/m³],
g — accelerație gravitațională [m/s²],
ξ — coeficient de frecare, adimensional,
β_{xv} — coeficient de transfer de masă volumic [kg/m³·h],
S — distanța [m],
C — constantă de integrare,
β'_{xv} — coeficient de transfer de masă volumic specific [kg/m³·h·m³ apă],
λ — debit specific de aer — adimensional.

BIBLIOGRAFIE

1. V l ă d e a I o a n, *Instalații și utilaje termice*, Ed. tehnică București, 1966.
2. L. D. B e r m a n, *Isparitelnoe ohlajden reţirculationoi vodî*, Gosenergoizdat, 1957.
3. V. I. L o b o e v, *Rasciot vozduhopravodî* — Gosenergoizdat, Kiev 1959, pag. 118.
4. V. V. G o n c i a r o v, Analiz koefitientov teplo i masootdaci kapelnîh patokov gradiren — Trudî koordonationîh Soveșcianii po ghidrotehnike, Bîpusk 44.
5. I. V l ă d e a, C. U n g u r e a n u, N. O a n c e a, D. N e g r u, Cercetări experimentale privind densitatea ploii și granulometria picăturilor în turnurile de răcire în curent încrucișat, Buletin șt. și tehnic I.P.T. seria Mecanică nr. 1, 1970.

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛО И МАССЫ ПЕРЕДАЧИ У ГРАДИРНЕЙ В ПЕРЕСЕЧЕННОМ ПОТОКЕ

(РЕЗЮМЕ)

В работе изучается метод расчета коэффициента передачи тепла и массы в градирнях с перекрестным потоком. Вывод соотношений исходит из известных критериальных зависимостей. Выше расчитана средняя скорость падения водяных капел в гравитационном поле с учетом сопротивления воздуха.

На основании экспериментальных данных о распределении капель по размерам, полученных на специальной установке, дается пример полного расчета.

BEITRÄGE ZUR BESTIMMUNG DER WÄRME- UND STOFFÜBERGANGSZAHLEN FÜR KREUZSTROMKÜHLTÜRME

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit wird eine Berechnungsmethode der Wärme- und Stoffübergangszahl in Kreuzstromkühltürmen dargelegt. Die Beziehungen wurden auf Grund der bekannten kriteriellen Gleichungen aufgestellt, und dabei die mittlere Fallgeschwindigkeit der Wassertropfen im Gravitationsfeld, unter Berücksichtigung des Luftwiderstandes, berechnet.

Auf Grund von experimentellen Ergebnissen über die Verteilung der Tropfengrösse, die an einer Versuchsanlage erzielt wurden, wurde ein Rechenbeispiel durchgeführt.

ASUPRA LOCALIZĂRII EFECTULUI DE RĂCIRE HILSCH-RANQUE

DE

V. BARBU, D. NEGRU, D. IORGA

1. INTRODUCERE

Una dintre problemele mult controversate cu privire la răcirea turbionară este aceea a localizării efectului de răcire.

Părerile sînt împărțite sprijinind fie teza separării celor doi curenți — cald și rece — în tubul cald, ca rezultat al unui schimb de energie în timpul curgerii tridimensionale de-a lungul turbionatorului, fie teza producerii efectului de răcire chiar în interiorul camerei unde se află plasat ajutajul tangențial de alimentare, ca rezultat al cîmpurilor de viteze, presiuni și temperaturi apărute în urma turbionării.

Cercetările teoretice și experimentale efectuate în cadrul catedrei noastre sprijină ultima dintre aceste teze, aceea a localizării efectului de răcire chiar în interiorul camerei de turbionare [2], [3].

Lucrarea de față redă unele rezultate deosebit de convingătoare în această privință obținute în ultimul timp.

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI

S-a folosit un turbionator de construcție orginală caracterizat prin eliminarea tubului cald, înlocuindu-l cu o cameră spirală colectoare, dispusă imediat după camera de turbionare, periferic (v. fig. 1 ; pentru detalii vezi [3]).

Dacă efectul de răcire s-ar produce ca rezultat al schimbului energetic presupus că ar avea loc de-a lungul tubului cald, în cazul de față acest efect ar trebui să fie nul, cu atît mai mult cu cît ieșirea aerului rece s-a închis printr-o membrană semitransparentă iluminată din partea opusă a turbionatorului (printr-o fereastră circulară din plexiglas practicată în peretele frontal opus), pentru fotografiere.

Schema standului este redată în fig. 2 și constituie o adaptare și o perfecționare a standului folosit în lucrările anterioare [3]. S-a avut în vedere, între altele, posibilitatea modificării fantei de trecere a aerului în camera spi-

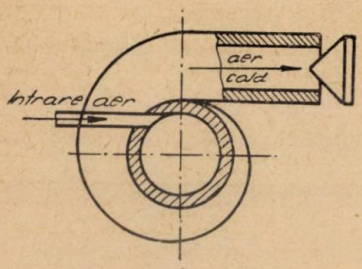


Fig. 1. Schema turbionatorului.

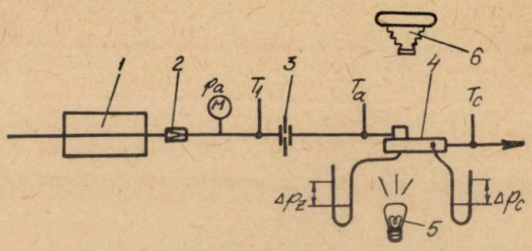


Fig. 2. Schema instalației :
1 — răcitor de aer ; *2* — robinet de reglare ; *3* — diafragmă; *4* — turbionator; *5* — bec de iluminare ; *6* — aparat fotografic

rală colectoare, mărirea debitului aerului insuflat, realizarea unor presiuni cît mai coborîte în camera spirală colectoare (au fost eliminate toate rezistențele hidraulice de partea tubului cald) ș. a.

3. REZULTATE OBȚINUTE

Prin programul experiențelor efectuate în cadrul lucrării prezente s-a urmărit ca răspunsul la problema localizării efectului de răcire să fie furnizat prin fotografierea nucleului central din camera turbionară ; în condiții de lucru corespunzătoare, nucleul central apare clar conturat prin depuneri evidente de zăpadă și gheață, înconjurate de depuneri de rouă, pe pereții frontali ai camerei turbionatorului.

Formarea unor astfel de depuneri, în condițiile de experimentare, ca și modificările grosimii și conturului lor sub influența principalilor parametri funcționali și constructivi sînt o dovadă certă a localizării producerii efectului de răcire chiar în camera de turbionare.

Rezultatele înregistrate pot fi urmărite în fig. 3...12

Astfel, în fig. 3 este redată variația conturului și dimensiunilor depunerilor de zăpadă, sub influența presiunii de alimentare p_a, pentru cazul turbionatorului cu tubul cald liber (deschis complet).

Se observă că, pe măsura creșterii presiunii p_a, nucleul de zăpadă își mărește dimensiunile deplasîndu-se totodată spre dreapta. Această influență este mai puternic resimțită în special în domeniul $p_a = 1{,}9 \ldots 2{,}6$ bar ; la presiuni mai mici nucleul central este tot mai slab conturat (depunerile de gheață sînt tot mai inconsistente, ca urmare a creșterii temperaturii) iar la presiuni mai mari nucleul se stabilizează ca formă și dimensiuni, practic invariabile. Există așadar o limită inferioară a presiunii de stabilizare a nucleului central și numai pentru presiuni superioare acestei limite se poate vorbi despre un diametru optim constant al diafragmei utilizate pentru separarea curentului rece ; unele neconcordanțe din literatura de specialitate cu privire la mărimea diafragmei optime își pot găsi astfel o explicație și prin situarea presiunii de lucru în raport cu limita de stabilizare amintită.

Tot din fig. 3 se observă că, cel puțin în cazul unui singur ajutaj de intrare, forma nucleului de zăpadă nu este nici circulară, nici centrică ; forma cvasi-

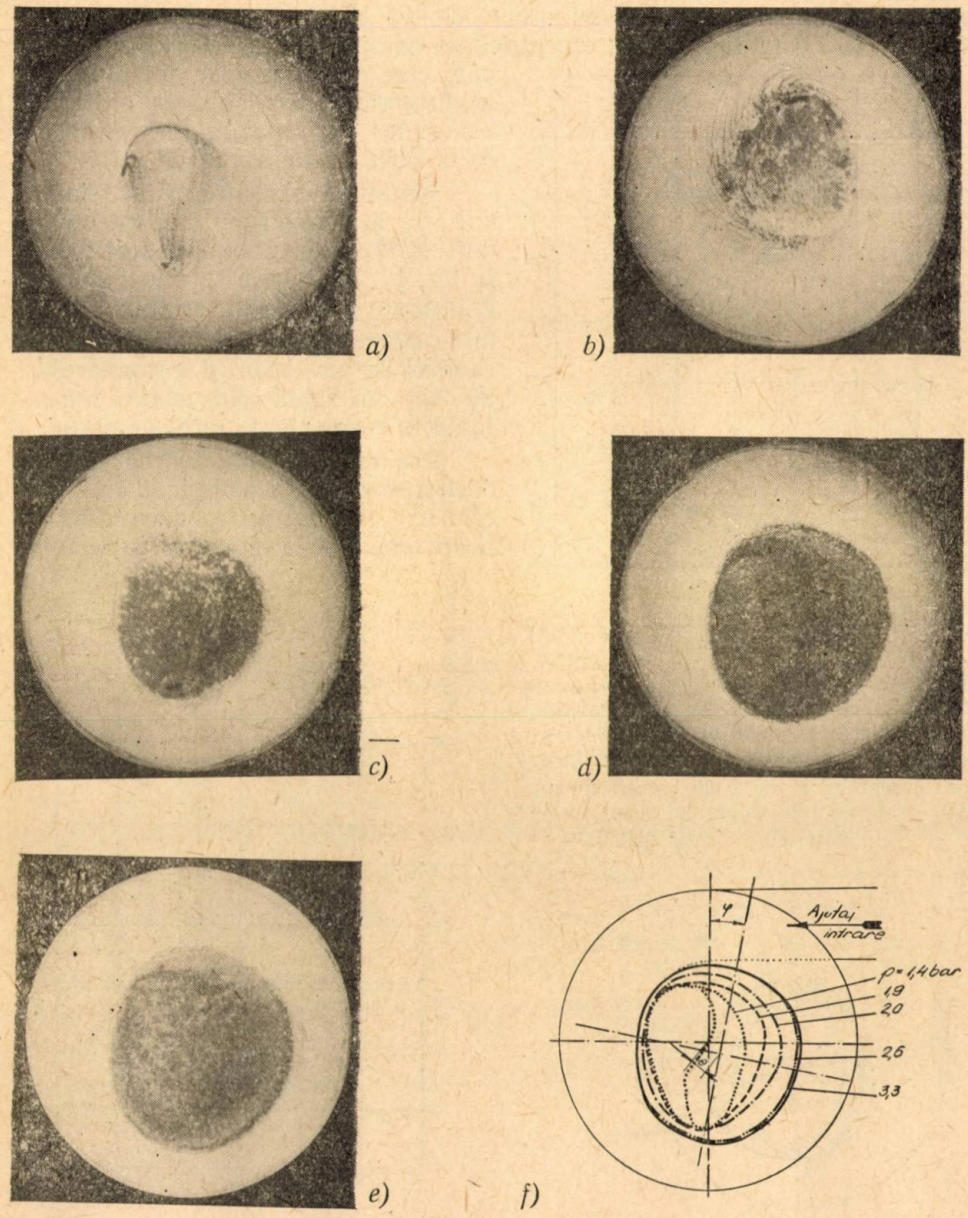


Fig. 3. Configurația depunerilor de zăpadă sub influența presiunii de alimentare (p_a) a turbionatorului cu tubul cald liber:

$a - p_a \cong 1{,}4$ bar; $b - p_a \cong 1{,}9$ bar; $c - p_a \cong 2$ bar; $d - p_a \cong 2{,}6$ bar; $e - p_a \cong 3{,}3$ bar (fotografii); f — suprapunerea cîmpurilor de zăpadă (desen).

eliptică a nucleului stabilizat se apropie de cea circulară, avînd axa mare rotită cu $\varphi \cong 11°$ (v. fig. 3 *f*) și o excentricitate relativă $e/D_c \cong 0{,}066$. Sînt observații care merită desigur toată atenția în dimensionarea și așezarea orificiului diafragmei de separare, cel puțin în cazul unui singur ajutaj de intrare.

Variațiile excentricității relative e/D_c și a diametrului echivalent relativ d_e/D_c cu presiunea p_a sînt redate în fig. 4; în partea superioară a diagramei pot fi urmărite variațiile debitului masic $\dot{m}$, a suprapresiunii Δp_z în axul camerei de turbionare și a suprapresiunii Δp_c din tubul cald, mărimi importante în comportarea turbionatorului.

Așa cum rezultă din fig. 5 și 6, păstrarea constantă a presiunii din tubul cald (Δp_c=const) nu conduce la modificări substanțiale față de situația ante-

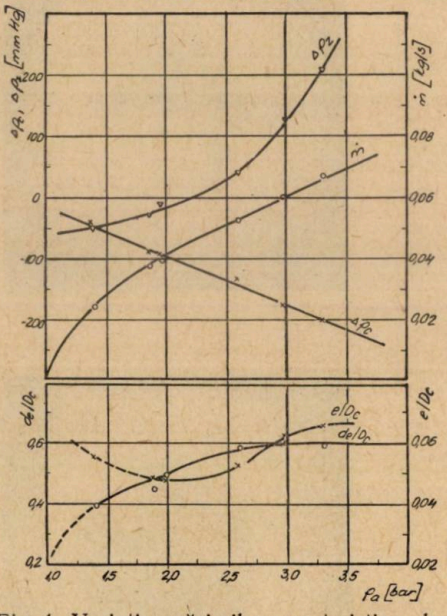


Fig. 4. Variația mărimilor caracteristice ale nucleului de zăpadă și ale turbionatorului sub influența presiunii de alimentare (p_a), pentru tubul cald liber; Δp_c — suprapresiunea curentului la ieșirea din camera spirală; Δp_z — suprapresiunea gazului în axa turbionatorului (v. și fig. 2).

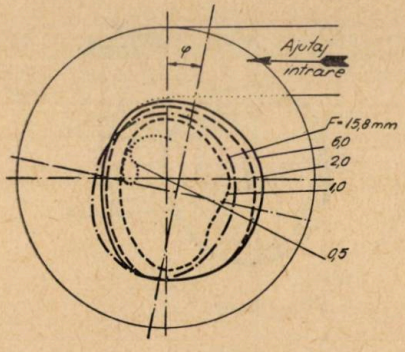


Fig. 5. Suprapunerea cîmpurilor de zăpadă sub influența presiunii de alimentare (p_a) a turbionatorului cu Δp_c = const. (desen).

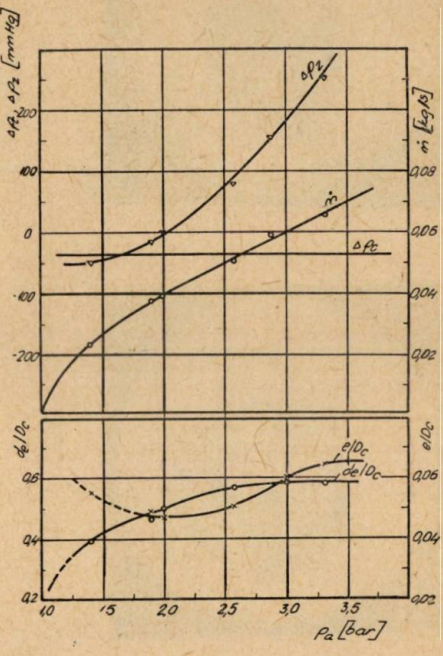


Fig. 6. Variația mărimilor caracteristice ale nucleului de zăpadă și ale turbionatorului sub influența presiunii de alimentare (p_a), pentru Δp_c=const.

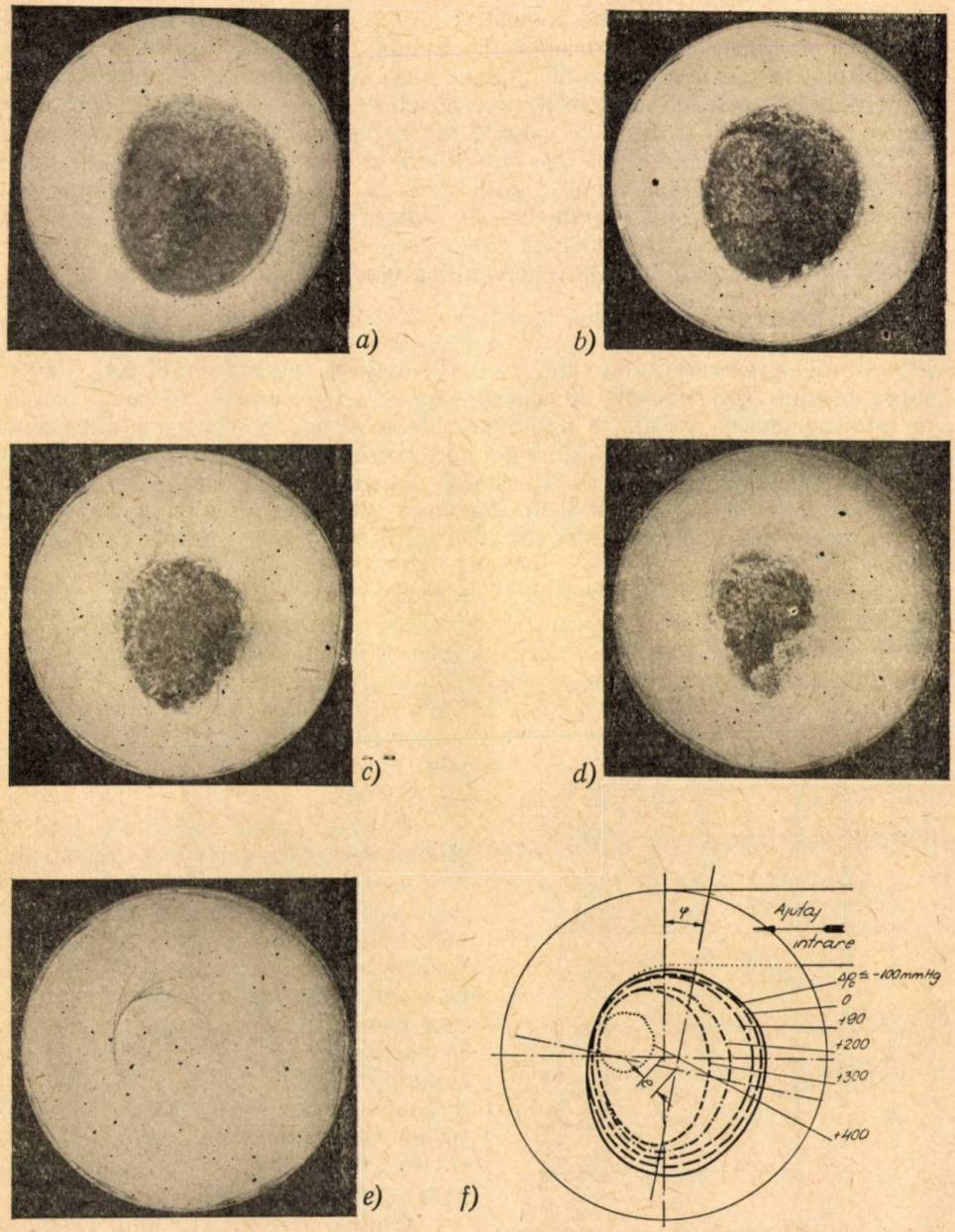


Fig. 7. Influența suprapresiunii Δp_c din tubul cald ($p_a \cong 2{,}6$ bar = const.) :
a—$\Delta p_c \cong -150$ mm Hg; b—$\Delta p_c \cong +90$ mm Hg; c—$\Delta p_c \cong +200$ mm Hg; d—$\Delta p_c \cong 300$ mm Hg; e—$\Delta p_c \cong 400$ mm Hg (fotografii) ; f—suprapunerea cîmpurilor de zăpadă (desen).

rioară (cu tubul cald deschis complet); sînt regăsite aceleași legi de variație a formei și dimensiunilor nucleului de zăpadă, a excentricității e, a rotirii φ, a debitului $\dot{m}$ și a suprapresiunii în axul turbionatorului Δp_z, cu observația că dimensiunile nucleului stabilizat, excentricitatea relativă e/D_c și debitul $\dot{m}$ sînt ceva mai mici în timp ce valorile suprapresiunii Δp_z sînt ceva mai mari.

Influența suprapresiunii Δp_c din tubul cald poate fi urmărită în fig. 7 și 8, pentru $p_a \cong 2{,}6$ bar = const; se observă că mărirea acestei suprapresiuni acționează dezavantajos, conducînd la reducerea dimensiunilor nucleului de zăpadă și în final la dispariția lui. Este principalul factor ce trebuie avut în vedere în legătură cu variația conoscută a efectului de răcire cu modificarea debitului relativ al curentului rece $\left(\mu = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_c + \dot{m}_r}\right)$, modificare obținută tocmai prin strangularea curentului cald, deci prin mărirea suprapresiunii Δp_c. Pentru suprapresiuni Δp_c suficient de scăzute ($\Delta p_c \leqslant -100$ mm Hg, în cazul lucrării de față) nucleul de zăpadă se stabilizează de asemenea la o formă și dimensiuni invariabile, identice cu cele obținute anterior prin creșterea presiunii p_a (același diametru echivalent relativ d_e/D_c. aceeași excentricitate relativă e/D_c, același unghi de rotire φ — v. fig. 4 și 8). Corelarea valorilor limită pentru p_a și Δp_c ar putea constitui obiectul unei cercetări viitoare, desigur nu lipsită de importanță.

Menționăm că toate rezultatele prezentate mai sus se referă la o fantă de trecere a curentului spre camera spirală $F = 10{,}6$ mm ($F/D_c \cong 0{,}24$). Încercările efectuate au scos în evidență o influență destul de sensibilă a acestui parametru constructiv, lucru ce poate fi urmărit atît în fig. 9 și 10, pentru tubul cald liber, cît și în fig. 11 și 12, pentru o contrapresiune la ieșire constantă ($\Delta p_c = \text{const}$), în ambele cazuri pentru aceeași presiune de alimentare $p_a = 2{,}6$ bar.

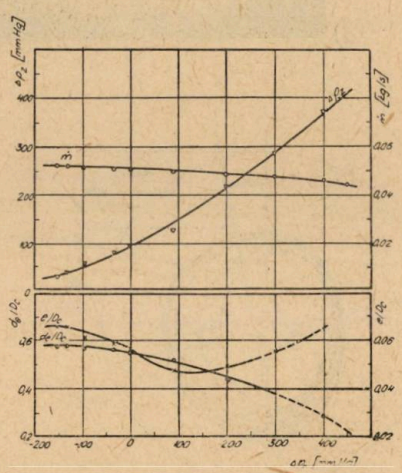


Fig. 8. Variația mărimilor caracteristice ale nucleului de zăpadă și ale turbionatorului sub influența suprapresiunii Δp_c din tubul cald, pentru $p_a \cong 2{,}6$ bar = const.

Din fotografiile prezentate și la fel și din curbele de variație a diametrului echivalent relativ d_e/D_c al nucleului depunerilor de zăpadă, rezultă că influența fantei F este puternic resimțită în special pentru $F \leqslant 2$ mm ($F/D_c \leqslant 0{,}044$), ca efect al strangulării tot mai puternice exercitate asupra curentului de gaz și, prin aceasta, al creșterii presiunii din camera turbionatorului și al reducerii debitului de gaz (vezi curbele de variație ale lui Δp_z și $\dot{m}$). Pentru $F \leqslant 0{,}05$ mm ($F/D_c \leqslant 0{,}011$) nucleul de zăpadă dispare aproape complet.

Pentru $F = 2 \ldots 12$ mm ($F/D_c = 0{,}044 \ldots 0{,}27$), curba de variație a mărimii d_e/D_c (la fel și a debitului $\dot{m}$) este destul de aplatisată, cu un maximum la

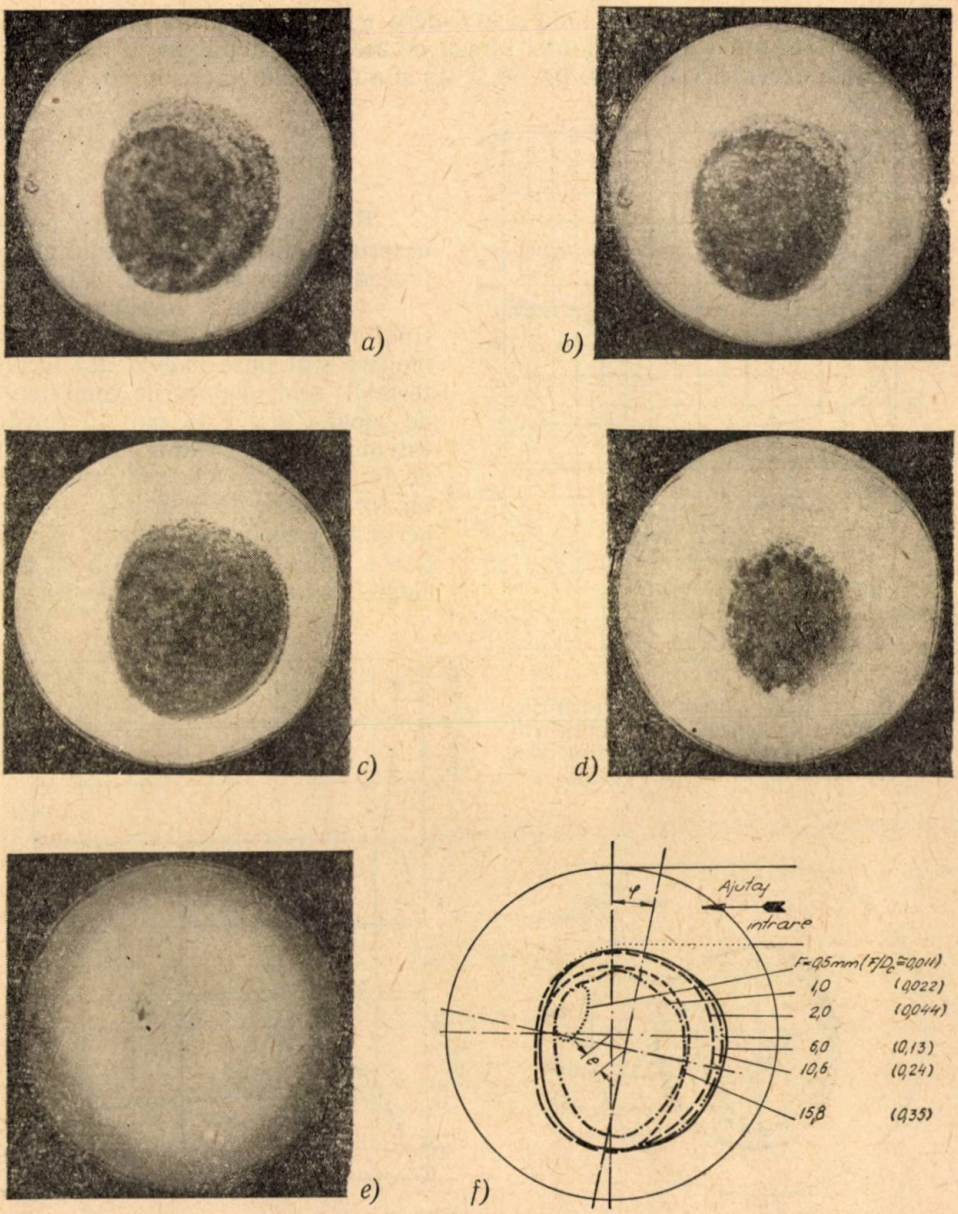


Fig. 9. Influența mărimii fantei F de intrare a curentului în camera spirală, pentru tubul cald liber ($p_a \cong 2{,}6$ bar=const.):

$a - F = 15{,}8$ mm ($F/D_c \cong 0{,}35$); $b - F = 10{,}6$ mm ($F/D_c \cong 0{,}24$); $c - F = 6$ mm ($F/D_c \cong 0{,}13$); $d - F = 1$ mm ($F/Dc \cong 0{,}022$); $e - F = 0{,}5$ mm ($F/D_c \cong 0{,}011$) (fotografii); f — suprapunerea cîmpurilor de zăpadă (desen)

F_{opt}=8 mm [$(F/D_c)_{opt}$=0,18 mm] și în cădere ușoară pe măsura măririi fantei, pentru F>12 mm; mărirea fantei atrage de asemenea după sine o modificare sensibilă a excentricității e (v. fig. 10 și 12) și a unghiului φ (v. fig. 9).

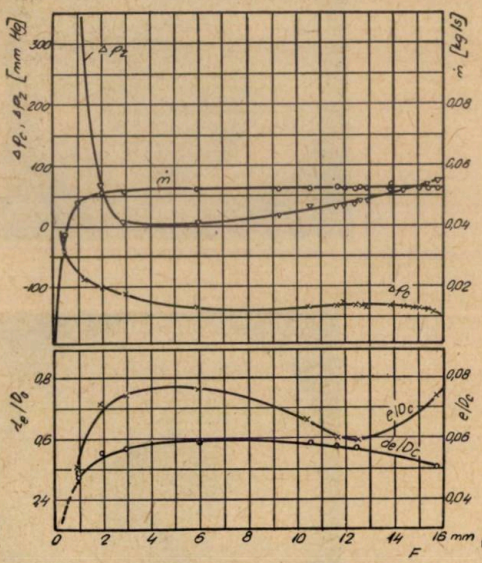


Fig. 10. Variația mărimilor caracteristice ale nucleului de zăpadă și ale turbionatorului sub influența fantei F, pentru tubul cald liber ($p_a \cong 2{,}6$ bar = const.)

CONCLUZII

Principalele concluzii ce pot fi desprinse din analiza rezultatelor prezentate mai sus sînt următoarele:

— Existența și localizarea efectului de răcire în camera de turbionare sînt puse în evidență incontestabil prin depunerile consistente de zăpadă și gheață care au constituit obiectul fotografiilor din lucrarea de față. Este de observat că numai un turbionator de tipul celui studiat permite vizualizarea directă și, am putea spune, spectaculoasă a nucleului central din camera de turbio-

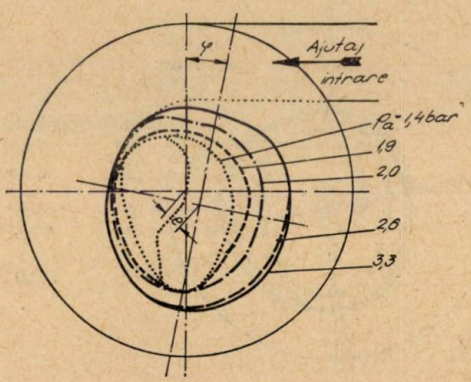


Fig. 11. Influența fantei F, pentru Δp_c=const. ($p_a \cong 2{,}6$ bar=const.); suprapunerea cîmpurilor de zăpadă (desen)

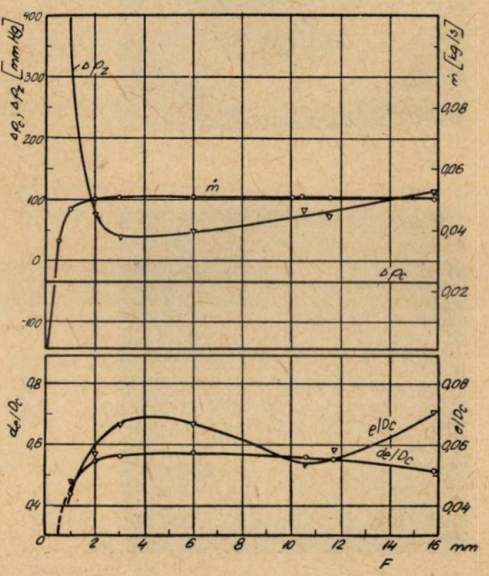


Fig. 12. Variația mărimilor caracteristice ale nucleului de zăpadă și ale turbionatorului sub influența fantei F, pentru Δp_c = const. ($p_a \cong$ $\cong$ 2,6bar = const.).

nare, fapt care deschide largi posibilităţi de cercetare în vederea optimizării acestei simple şi interesante metode de răcire.

— Dimensiunile nucleului de zăpadă sînt în strînsă dependenţă de debitul gazului ce trece prin turbionator, parametrul funcţional cel mai important al turbionatorului, fapt ce rezultă clar din compararea curbelor de variaţie a debitului masic $\dot{m}$ şi a diametrului echivalent relativ d_e/D_c al nucleului. La rîndul său, debitul masic $\dot{m}$ depinde, evident, de dimensiunile ajutajului de insuflare, de presiunea de alimentare p_a, de contrapresiunea Δp_c întîmpinată la ieşirea din turbionator şi de fanta F de intrare în camera spirală, justificîndu-se astfel influenţa indirectă a acestor parametri asupra performanţelor turbionatorului.

BIBLIOGRAFIE

1. M. Sibulkin, J. of. fluid Mechanics. Vol. 12 (1962), p. 269—293.
2. V. Barbu, H. Theil, F. Neiss, D. Negru, Bulet. ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara, Tom 11 (25), Fasc. 1, 1966, p. 117—129.
3. V. Barbu, D. Negru, D. Iorga, Idem, Tom 13 (27), Fasc. 2, 1968, p. 403—421.
4. E. Ia. Sokolov, Teploenergetika, 1966, Nr. 7, p. 62.

В СВЯЗИ С ЛОКАЛИЗАЦИЕЙ ОХЛАЖДАЮЩЕГО ЭФФЕКТА ГИЛШ-РАНК

(РЕЗЮМЕ)

При использовании вихревой трубы собственной конструкции (разработаной в плане) указывается — путем фотографирования центрального ядра очертованного осаждением снега и льда — что охлаждающий эффект происходит в самой вихревой трубе.

Изменение размеров и консистенции ядра под влиянием различных функциональных и конструктивных параметров находится в полном соответствии с известными представлениями связаными с изменением охлаждающего эффекта под влиянием тех же параметров для класической вихревой трубы Гилщ-Ранк.

ÜBER DIE LOKALISIERUNG DES KÜHLEFFEKTS HILSCH - RANQUE

(ZUSAMENFASSUNG)

Es wurde ein Wirbelrohr eigener Konstruktion verwendet (bidimensionell entwickelt) und hat festgestellt dass durch das Photographieren des Zentralkerns, der durch Ablagerungen von Schnee und Eis gekennzeichnet ist, der Kühleffekt gerade in der Wirbelrohrkammer stattfindet.

Die Veränderung der Ausmasse und der Beschaffenheit des Kernes unter dem Einfluss verschiedener funktionaler und konstruktiver Parameter ist in völliger Übereinstimmung mit den bekannten Gesichtspunkten bei der Veränderung des Kühleffekts unter dem Einfluss derselben Parameter, für die klassische Hilsch-Ranque Wirbelröhre.

INFLUENȚA CONDIȚIILOR DE FUNCȚIONARE ȘI A UNOR FACTORI CONSTRUCTIVI ASUPRA PERFORMANȚELOR TERMICE ALE RADIATOARELOR DE AUTOVEHICULE *)

DE

I. VLĂDEA, H. THEIL, F. NEISS

Radiatoarele de autovehicule fac parte din categoria acelor schimbătoare de căldură, la care unul din cele două fluide are un coeficient de transmitere a căldurii prin convecție mult mai slab decît celălalt. Pentru majorarea fluxului de căldură transmis, se mărește în acest caz suprafața de încălzire de partea aerului, prin dispunerea unor aripioare.

Calculul fluxului de căldură transmis în această situație este nesigur deoarece nu se poate afla cu suficientă precizie coeficientul de convecție termică α_1 de partea aerului, respectiv coeficientul de trecere a căldurii k, dacă nu se dispune de date experimentale.

Scopul cercetărilor întreprinse a fost tocmai acela de a se determina pe cale experimentală coeficientul de trecere a căldurii și influența diferiților factori constructivi ca: pasul aripioarelor, dispoziția tuburilor ș.a, asupra performanțelor termice ale radiatoarelor.

Cercetările reprezintă o continuare a unor cercetări anterioare în care s-a studiat influența materialului aripioarelor. S-a folosit aceeași instalație experimentală, descrisă în lucrarea care redă rezultatele obținute în studiul influenței materialului [1].

PROGRAMUL DE CERCETARE

În cadrul încercărilor efectuate s-a studiat comportarea a 15 tipuri de radiatoare cu tuburi aplatisate din alamă ($\delta_t = 0{,}15$ mm) și nervuri continue din cupru ($\delta_a = 0{,}1$ mm). Tuburile sînt dispuse în sensul curentului de aer pe două, pe trei și pe patru rînduri, la nouă tipuri în eșichier și la șase tipuri în

*) Prezentele cercetări au fost substanțial susținute de tov. V. Călin și E. Dănilă de la Fabrica de Radiatoare și Cabluri din Brașov care au proiectat și executat modelele de radiatoare încercate.

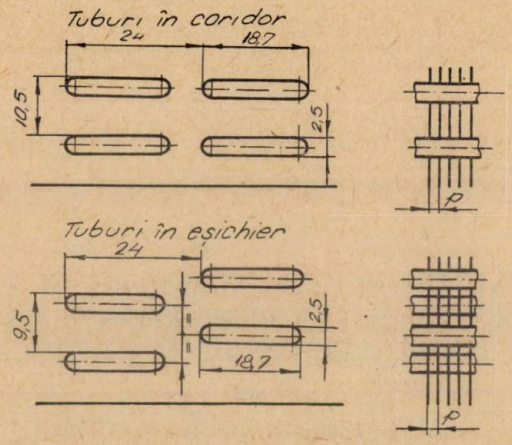


Fig. 1. Caracteristici constructive ale schimbătoarelor de căldură cercetate.

coridor. Dimensiunile tuburilor şi pasurile folosite rezultă din fig. 1. Înălţimea radiatoarelor încercate a fost de 0,3 m, rezultînd, la o lungime medie a aripioarelor de 0,24 m, o suprafaţă frontală de 0,072 m². Principalele caracteristici ale radiatoarelor studiate rezultă din tabelul 1, unde:

ψ_{aer} este raportul dintre suprafaţa de schimb de căldură de partea aerului şi volumul radiatorului;

$\psi_{apă}$ — raportul dintre suprafaţa de schimb de căldură de partea apei şi volumul radiatorului;

$d_e = 4\frac{A_1}{U}$ — diametrul echivalent al canalelor de curgere pentru aer, A_1 fiind secţiunea de curgere a aerului, limitată de perimetrul U;

σ — raportul dintre secţiunea liberă de trecere a aerului şi suprafaţa frontală;

A_{arip}/A_{aer} — raportul dintre suprafaţa aripioarelor şi suprafaţa totală de partea aerului.

În timpul încercărilor s-a urmărit pe de o parte influenţa condiţiilor de funcţionare: temperatura de intrare a aerului şi a apei precum şi viteza aerului şi a apei; pe de altă parte s-a urmărit influenţa caracteristicilor constructive: pasul aripioarelor, dispoziţia tuburilor în eşichier şi coridor şi numărul rîndurilor de tuburi în direcţia curgerii aerului, asupra performanţelor termice. Pentru aceasta s-a calculat fluxul de căldură schimbat între apă şi aer, în baza debitelor şi a temperaturilor fluidelor, măsurate în decursul experienţelor. Totodată s-a determinat experimental pierderea de presiune de partea aerului pentru tipurile de radiatoare încercate, la diferite viteze ale aerului.

Tabelul 1

Principalele caracteristici ale radiatoarelor încercate

Nr. crt.	Dispoziția tuburilor	Nr. rîndurilor de tuburi	Pasul aripioarelor mm	Nr. tuburilor	Nr. aripioarelor	Dimensiunile aripioarelor mm	Suprafața de partea aerului A_{aer} m²	ψ_{aer} m²/m³	$\psi_{apă}$ m²/m³	d_e mm	σ	$\frac{A_{arip}}{A_{aer}}$
1	eșichier	2	2	49	145	237×51×0,1	3,422	942	164	2,98	0,707	0,83
2	(alternativă)	2	3	49	97	240×50×0,1	2,472	686	164	4,1	0,715	0,763
3	„	2	4	49	73	237×50×0,1	1,987	558	164	5	0,723	0,707
4	„	3	2	74	145	240×70×0,1	4,743	940	177	2,98	0,707	0,816
5	„	3	3	74	97	240×70×0,1	3,467	688	177	4,1	0,715	0,745
6	„	3	4	74	72	238×71×0,1	2,825	562	177	5	0,723	0,687
7	„	4	2	98	145	237×95×0,1	6,385	942	172	2,98	0,707	0,82
8	„	4	3	98	97	237×96×0,1	4,69	688	172	4,1	0,715	0,752
9	„	4	4	98	73	238×95×0,1	3,805	560	172	5	0,723	0,693
10	coridor	2	3	46	99	242×51×0,1	2,575	698	152	4,26	0,736	0,785
11	„	2	4	46	73	240×50×0,1	1,992	553	152	5,24	0,744	0,725
12	„	3	3	69	97	241,5×72×0,1	3,556	686	158,5	4,26	0,736	0,7725
13	„	3	4	69	73	240×72×0,1	2,885	557	158,5	5,24	0,744	0,715
14	„	4	3	92	96	241,5×97×0,1	4,79	700	158,5	4,26	0,736	0,776
15	„	4	4	92	73	240×95×0,1	3,80	555	158,5	5,24	0,744	0,715

S-a studiat pe rînd influenţa fiecărui parametru funcţional, ceilalţi trei parametri fiind menţinuţi constanţi în timpul experienţelor respective; valoarea de bază a parametrilor, caracterizînd regimul normal de funcţionare, s-a menţinut aceeaşi ca şi în lucrarea [1].

— temperatura de intrare a aerului $t_{t\,aer}=31\,^{\circ}C$;
— temperatura de intrare a apei $t_{t\,apă}=80\,^{\circ}C$;
— viteza aerului în faţa radiatorului $w_{aer}=5{,}75$ m/s;
— viteza apei în tuburi $w_{apă}=0{,}135$ m/s.

REZULTATELE EXPERIMENTALE

În fig. 2 şi 3 sînt reprezentate rezultatele obţinute pentru densitatea fluxului de căldură, q, înţelegînd prin aceasta raportul dintre fluxul de căldură transmis în radiator şi suprafaţa frontală a radiatorului, în funcţie de parametrii funcţionali, pentru radiatoare cu trei rînduri de tuburi; factorii constructivi ai radiatoarelor cercetate (pasul aripioarelor şi dispoziţia tuburilor) apar în aceste diagrame drept parametri.

Analizînd alura curbelor din fig. 2 se constată că densitatea fluxului de căldură q scade cu 1,8...2% pentru creşterea temperaturii aerului la intrare cu 1 grad, temperatura apei fiind $t_{t\,apă}=80\,^{\circ}C$; aceeaşi scădere se constată şi pentru micşorarea temperaturii apei la intrare cu un grad, pentru $t_{t\,aer}=31\,^{\circ}C$, Micşorarea diferenţei dintre temperatura apei şi a aerului la intrare în radiator cu un grad, în domeniul 30...80°, conduce prin urmare la o scădere a căldurii transmise cu circa 2%.

Din fig. 3 rezultă că o creştere a vitezei aerului în faţa radiatorului în domeniul 3...6 m/s cu un m/s are ca urmare o creştere a lui q cu 18%. Densi-

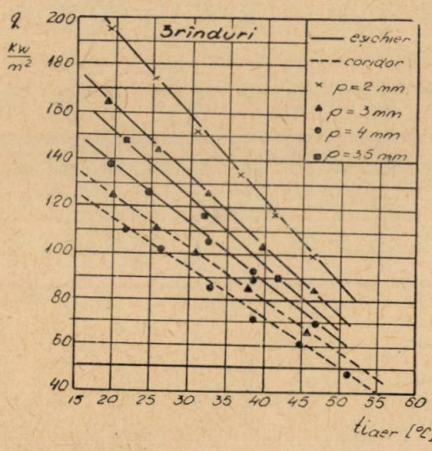


Fig. 2. Densitatea fluxului de căldură transmisă în funcţie de temperatura aerului şi a apei pentru schimbătoare cu 3 rînduri de tuburi.

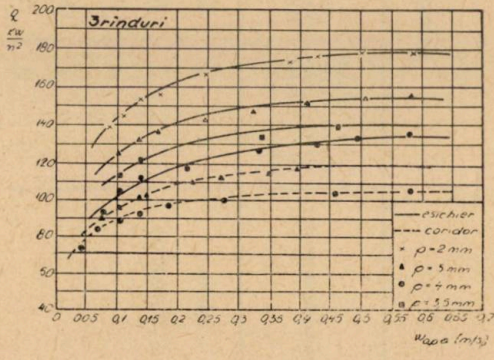


Fig. 3. Densitatea fluxului de căldură transmisă în funcţie de viteza aerului şi a apei pentru schimbătoare cu trei rînduri de tuburi.

tatea fluxului de căldură transmis crește și prin mărirea vitezei apei în tuburi; curba care reprezintă această dependență, are însă, după cum se vede din fig. 3, o tendință asimptotică. Majorarea vitezei apei peste 0,6 m/s nu are sens întrucît la această valoare se atinge saturația termică.

Pentru radiatoare cu patru și cu două rînduri de tuburi s-au obținut diagrame întru totul asemănătoare celor reprezentate în figurile 2 și 3, valabile pentru trei rînduri de tuburi. Variația lui q în funcție de cei patru parametri funcționali este în acest caz de asemenea foarte apropiată de valorile date mai sus pentru radiatoare cu trei rînduri.

În vederea urmăririi influenței parametrilor constructivi asupra densității fluxului de căldură s-a reprezentat în fig. 4 densitatea fluxului de căldură, pentru regimul normal de funcționare, în funcție de numărul de rînduri de tuburi, dispuse în eșichier sau coridor, pentru diferite pasuri ale aripioarelor. Punctele figurate reprezintă media aritmetică a patru încercări.

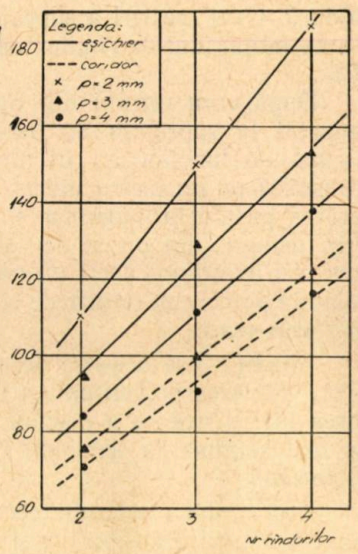


Fig. 4. Densitatea fluxului de căldură transmisă, pentru regimul normal de funcționare, în funcție de numărul rîndurilor de tuburi.

Cu privire la dispoziția țevilor — eșichier sau coridor — se observă, că din punct de vedere al transmiterii căldurii dispoziția în eșichier este net superioară. Pentru regimul normal de funcționare densitatea fluxului de căldură în cazul dispoziției țevilor în coridor este cu circa 16,5% mai mică în cazul dispoziției în eșichier, pentru pasul aripioarelor $p=4$ mm; pentru $p=3$ mm scăderea lui q este de circa 20,5%.

Densitatea fluxului de căldură transmis este mult influențată de mărimea pasului aripioarelor. Pentru dispoziția în eșichier, prin micșorarea pasului de la 4 mm la 3 mm, această mărime crește cu circa 12%, iar în cazul $p=2$ mm se constată o creștere a densității fluxului de căldură, în comparație cu pasul $p=4$ mm de circa 32%. Pentru așezarea tuburilor în coridor, prin micșorarea pasului de la patru la trei mm, q crește cu circa 6,5%.

Influența dispoziției țevilor și a pasului aripioarelor asupra densității fluxului de căldură este aceeași pentru radiatoarele cu două, trei sau patru rînduri de tuburi.

Prin mărirea numărului de rînduri de tuburi de la doi la trei, densitatea fluxului de căldură crește cu circa 37%, iar în cazul creșterii numărului de rînduri de la doi la patru, aceeași mărime se majorează cu circa 70%.

Creșterea densității fluxului de căldură transmis care se obține prin micșorarea pasului aripioarelor sau prin majorarea numărului de rînduri de tuburi, se datorește măririi suprafeței de schimb de căldură. Creșterea procentuală a lui q este însă mai mică decît creșterea procentuală a suprafeței de schimb de

căldură. Unei creşteri a suprafeţei de încălzire de exemplu cu 100%, prin dublarea numărului de rînduri de tuburi, corespunde o creştere a lui q de numai 70%.

După cum rezultă din fig. 5, în care s-a reprezentat fluxul de căldură raportat la suprafaţa de încălzire de partea aerului — q' — pentru regimul normal de funcţionare, în funcţie de numărul rîndurilor de tuburi, căldura transmisă pe un metru pătrat de suprafaţă nervurată se micşorează prin micşorarea pasului aripioarelor şi prin creşterea numărului de rînduri de tuburi. Prin urmare, din punct de vedere al economiei de material, un pas mai mare este mai avantajos decît un pas mai mic al aripioarelor ; aceeaşi concluzie este valabilă pentru un număr de rînduri de tuburi mai mic în comparaţie cu un număr mai mare.

Din fig. 5 se observă de asemenea că pe măsura creşterii pasului aripioarelor, creşterea procentuală a lui q' se micşorează, ceea ce poate justifica utilizarea mai frecventă a pasului în jur de patru mm, întrucît un pas mai mare nu mai conduce la economii însemnate de material, mărind însă volumul radiatorului.

Dintre două schimbătoare de căldură, avînd acelaşi număr de tuburi, aceeaşi dispoziţie a tuburilor şi aceeaşi suprafaţă de încălzire, cel care are pasul aripioarelor mai mare, transmite mai multă căldură şi are totodată o rezistenţă hidraulică mai mică ; prezintă însă dezavantajul că ocupă un volum mai mare. Din această cauză constructorul este nevoit uneori, cînd se impune gabaritul radiatorului, să adopte un pas al aripioarelor de 3 sau chiar 2 mm, cu toate că nu este soluţia cea mai economică.

În baza datelor experimentale obţinute şi a fluxului de căldură, s-a determinat pentru cele 330 regimuri de funcţionare cercetate, coeficientul de trecere a căldurii k. În locul diferenţei de temperatură medii logaritmice s-a

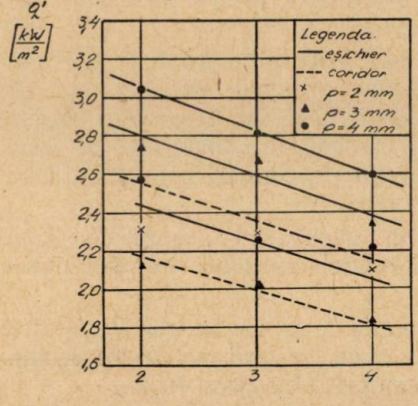


Fig. 5. Variaţia fluxului de căldură raportat la suprafaţa de partea aerului, în funcţie de numărul rîndurilor de tuburi (regim de funcţionare normal)

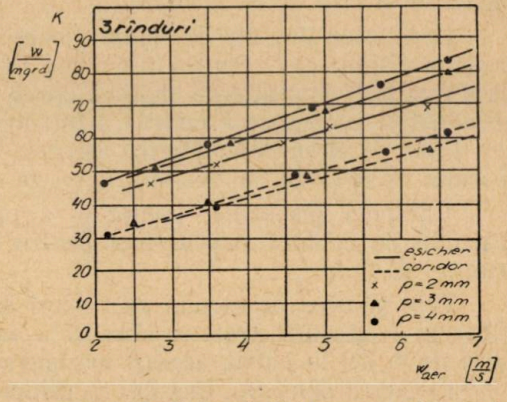


Fig. 6. Coeficientul de trecere a căldurii k pentru schimbătoare cu trei rînduri de tuburi în funcţie de viteza aerului în faţa radiatorului

folosit în această determinare, caracteristica de funcționare Φ a schimbătorului de căldură [2].

Din analiza rezultatelor obținute s-a constatat că cea mai puternică influență asupra lui k o are viteza aerului. În fig. 6 se poate urmări variația lui k în funcție de w_{aer} pentru schimbătoare cu trei rînduri de tuburi, cu dispoziție în eșichier sau coridor, cu pasul aripioarelor de 2, 3 și 4 mm.

Viteza apei influențează coeficientul de trecere a căldurii numai pînă la valori de circa 0,6 m/s ; pentru viteze mai mari k rămîne aproximativ constant.

Temperatura apei influențează coeficientul de trecere a căldurii în mică măsură ; unei creșteri a temperaturii apei cu 1°, îi corespunde o majorare a lui k cu circa 0,5%. Temperatura aerului n-are practic nici o influență asupra lui k.

În fig. 6 se poate urmări și influența unor factori constructivi asupra valorii coeficientului de trecere a căldurii. Dispoziția tuburilor în eșichier conduce la o creștere a lui k cu circa 40...50% față de dispoziția în coridor. Se observă de asemenea că valorile lui k cresc pe măsură ce se mărește pasul aripioarelor ; creșterea relativă a lui k este mai mare pentru un pas mic și scade pe măsura creșterii pasului.

În baza încercărilor efectuate nu s-a putut constata o variație a coeficientului de trecere a căldurii în funcție de numărul rîndurilor de tuburi.

GENERALIZAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Pentru generalizarea rezultatelor obținute s-a calculat în continuare coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție de partea suprafeței nervurate α_1 și s-au redat aceste valori sub formă de ecuații criteriale.

S-a plecat de la ecuația cunoscută [3] :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\eta_0 \alpha_1} + \frac{A_{aer}}{A_{apă}} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right) \qquad (1)$$

unde α_1, α_2 [W/m²·grd] reprezintă coeficienții de convecție de partea aerului și de partea apei,

A_{aer}, $A_{apă}$ [m²] — suprafețele de schimb de căldură de partea aerului și de partea apei,

δ_t [m] — grosimea tubului,

λ_t [W/m grd] — conductivitatea termică a materialului tubului,

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{arip}) \cdot \frac{A_{arip}}{A_{aer}}$$

$$\eta_{arip} = \frac{\text{th} \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_a \delta_a}} h}{\sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_a \delta_a}} h}$$ — randamentul aripioarei,

λ_a [W/m . grd], δ_a [m] reprezintă conductivitatea termică respectiv grosimea aripioarelor,

h [m] — înălțimea aripioarei, s-a luat egală cu jumătatea distanței dintre tuburile schimbătorului.

Întrucît în cazul nostru $\delta_t = 0{,}00015$ m, se poate neglija raportul δ_t/λ_t; ținînd cont și de definiția mărimilor ψ_{aer} și $\psi_{apă}$ relația (1) devine:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\eta_0 \alpha_1} + \frac{\psi_{aer}}{\psi_{apă} \alpha_2} \tag{2}$$

Coeficientul de convecție de partea apei α_2 s-a calculat cu ajutorul a două relații diferite [2], [4] rezultînd aceeași valoare de $\alpha_2 \cong 920$ W/m^2·grd pentru regimul de curgere a apei prin tuburi (Re = 1420).

Relația (2) a permis calculul lui α_1. În continuare s-au calculat criteriile de similitudine determinante pentru schimbul de căldură prin convecție.

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d_e}{\lambda}, \quad \mathrm{Re} = \frac{w \rho d_e}{\eta}, \quad \mathrm{Pr} = \frac{\eta c_p}{\lambda} \tag{3}$$

Proprietățile fluidului λ, ρ, η, c_p s-au introdus pentru temperatura medie aritmetică a aerului în schimbător, w reprezintă viteza medie a aerului în secțiunea minimă de curgere.

Ca ecuație criterială s-a admis relația exponențială

$$\mathrm{Nu} = c\,\mathrm{Re}^m \cdot \mathrm{Pr}^{\frac{1}{3}} \tag{4}$$

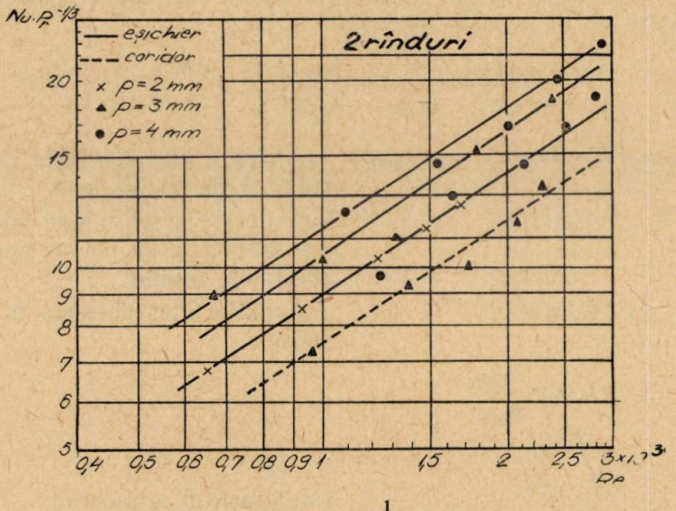


Fig. 7. Dependența criterială Nu. $\mathrm{Pr}^{-\frac{1}{3}} = f(\mathrm{Re})$, pentru radiatoare cu 2 rînduri de tuburi.

Deoarece experiențele au fost efectuate numai cu aer, valoarea cifrei Prandtl a rămas constantă (Pr=0,7). Mărimea exponentului de 1/3 s-a considerat cunoscut, fiind determinată de diferiți cercetători [5].

Rezultatele sînt reprezentate grafic în figurile 7, 8 și 9 în coordonate dublu logaritmice sub forma:

$$\log\left(\mathrm{Nu}\cdot\mathrm{Pr}^{-\frac{1}{3}}\right)=f\ (\log\ \mathrm{Re}) \tag{5}$$

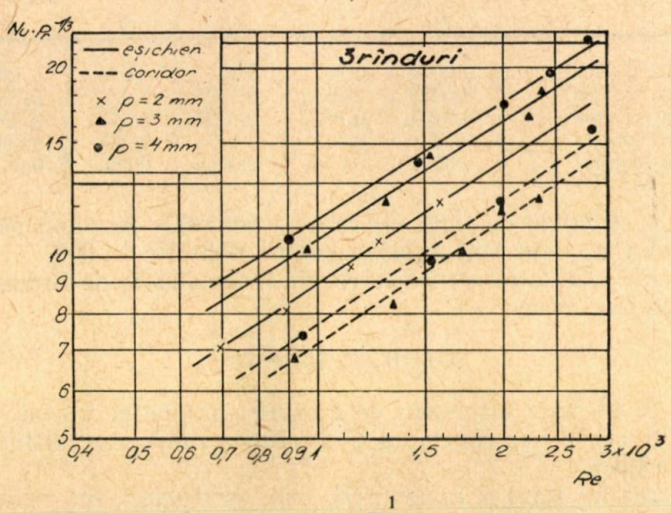


Fig. 8. Dependența criterială Nu. $\mathrm{Pr}^{-\frac{1}{3}}=f\,(\mathrm{Re})$, pentru radiatoare cu trei rînduri de tuburi

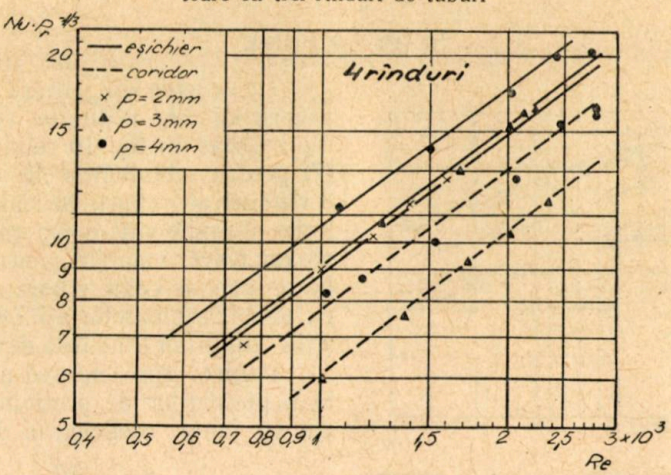


Fig. 9. Dependența criterială Nu. $\mathrm{Pr}^{-\frac{1}{3}}=f\,(\mathrm{Re})$, pentru radiatoare cu patru rînduri de tuburi

Această reprezentare a permis determinarea constantei c și a exponentului m din relația (4). Rezultatele sînt cuprinse în tabelul 2.

Tabelul 2

Valorile coeficientului c și a exponentului m din ecuația criterială (4).

Pasul arip. dispoz. tub.	Numărul rîndurilor					
	4		3		2	
	c	m	c	m	c	m
p=4 mm eșichier	0,0606	0,75	0,15	0,625	0,125	0,652
p=3 mm eșichier	0,0453	0,767	0,132	0,633	0,100	0,670
p=2 mm eșichier	0,0463	0,762	0,0994	0,651	0,0965	0,653
p=4 mm coridor	0,039	0,767	0,077	0,665	0,0965	0,653
p=3 mm coridor	0,0281	0,778	0,0765	0,656	0,087	0,646

Ecuațiile criteriale de tipul (4) care se pot scrie de acum pentru fiecare tip de radiator cercetat sînt valabile pentru $600 < Re < 3\,000$.

Comparînd rezultatele găsite cu relația recomandată de Brauer [6] pentru fasciculele de țevi ovale:

$$Nu = 0{,}236\ Re^{0{,}62}\ Pr^{\frac{1}{3}} \tag{6}$$

se constată că în cazul dispunerii de nervuri continue pe un fascicul de țevi, exponentul m crește, iar constanta C se reduce simțitor, rezultînd o micșorare apreciabilă a lui α.

În lucrarea lui Kays și London [7], unde se studiază între altele și un tip de schimbător de căldură similar celor cercetate de autori, rezultatele sînt reprezentate sub forma:

$$St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = f(Re). \tag{7}$$

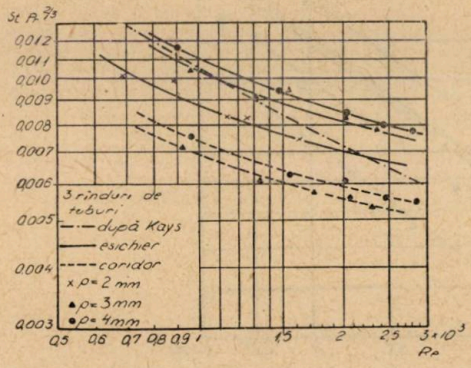


Fig. 10. Reprezentarea grafică a ecuației criteriale St. $Pr^{\frac{2}{3}} = f(Re)$

În vederea comparării rezultatelor proprii cu cele obținute de Kays, s-a reprezentat în fig. 10 relația criterială (7) pentru schimbătoarele cercetate cu 3 rînduri de tuburi. Se observă că valorile obținute sînt comparabile cu cele ale lui Kays, valabile pentru un schimbător similar celor studiate de autori, cu pasul aripioarelor p=2,8 mm, dispoziția tuburilor fiind însă de tip Ginabat.

Pentru reprezentarea adimensională a pierderilor de presiune măsurate, Δp, s-a folosit coeficientul de rezistență

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{w^2}{2} \cdot \rho} \tag{8}$$

Rezultatele obținute sînt redate în figura 11 în funcție de cifra Reynolds. Creșterea numărului de rînduri de tuburi de la doi la trei conduce la o majorare a pierderilor de presiune cu circa 43%. În cazul dublării numărului de rînduri de la doi la patru pierderile de presiune cresc în medie cu circa 85%.

Creșterea relativă a pierderilor de presiune este deci mai mică decît creșterea relativă a măririi radiatorului, ceea ce se explică prin faptul că pierderile locale de intrare și ieșire nu variază cu numărul rîndurilor de tuburi. Pierderile de presiune obținute, s-au comparat cu rezultatele obținute de Kays [7] pentru schimbătorul amintit mai sus. Factorul de rezistență f din fig. 12 este definit prin:

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{w^2}{2}} \cdot \frac{A_{llb}}{A_{aer}} \qquad (8)$$

unde pe lîngă mărimile cunoscute, A_{llb} este secțiunea liberă de trecere a aerului. Se observă că rezultatele sînt comparabile.

CONCLUZII

1. În domeniul de funcționare normală a radiatoarelor încercate se constată o scădere a densității fluxului de căldură de circa 2% pentru o micșorare a diferenței dintre temperaturile aerului și apei la intrare cu 1 grad.

2. Creșterea vitezei aerului în fața radiatorului în domeniul 3...6 m/s, cu un m/s are ca urmare o majorare a densității fluxului de căldură cu circa 18%.

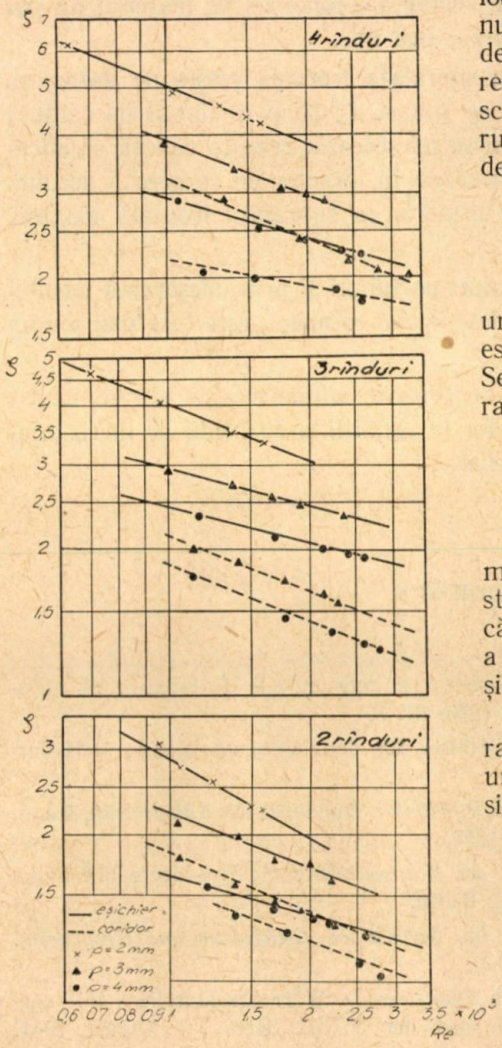


Fig. 11. Coeficientul de rezistență hidraulică ζ, în funcție de cifra Reynolds

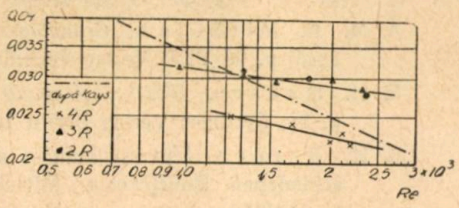


Fig. 12. Coeficientul de rezistență hidraulică f, în funcție de cifra Reynolds, pentru radiatoare cu trei rînduri de tuburi.

3. Viteza optimă de circulaţie a apei în tuburi este în jur de 0,6 m/s.

4. Dispoziţia tuburilor în eşichier conduce la o creştere a densităţii fluxului de căldură de circa 20% în comparaţie cu dispoziţia în coridor.

5. Fluxul de căldură raportat la suprafaţa frontală creşte prin micşorarea pasului aripioarelor, în timp ce fluxul de căldură raportat la suprafaţa de partea aerului scade. Din punct de vedere al economiei de material un pas mai mare este mai avantajos decît un pas mai mic.

6. Fluxul de căldură raportat la suprafaţa frontală creşte de asemenea prin majorarea numărului de rînduri de tuburi, în timp ce fluxul de căldură raportat la suprafaţa de partea aerului se micşorează, ceea ce denotă că eficacitatea termică a rîndurilor de tuburi scade în direcţia de curgere a aerului. Orice radiator trebuie construit prin urmare, cu suprafaţa frontală maximă posibilă.

7. Prin mărirea numărului de rînduri de tuburi şi prin micşorarea pasului aripioarelor, schimbătorul de căldură devine mai compact, este însă mai scump atît ca investiţie cît şi ca exploatare.

8. Reprezentarea rezultatelor în coordonate adimensionale şi sub formă de ecuaţii criteriale permite aplicarea lor în condiţii şi cu medii de lucru diferite faţă de cele din cadrul încercărilor.

BIBLIOGRAFIE

1. I. Vlădea ş.a., Studiul experimental al unor modele de radiator de autovehicule. Construcţia de maşini 1970. Nr. 8,
2. V.D.I. — Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang; VDI-Verlag, Düsseldorf (1963).
3. H. D. Baehr, „*Wärmeleitung*" *în R. Plank : Handbuch der Kältetechnik*, Bd. 3, p. 118, Springer-Verlag, Berlin 1959.
4. M. A. Michejew, *Grundlagen der Warmeübertragung* (traducere din limba rusă) p. 96 VEB Verlag Technik, Berlin.
5. H. Hausen, *Wärmeübetragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom*, p. 32. Springer Verlag Berlin 1950.
6. H. Brauer, Untersuchungen an Querstrom — Wärmeaustauschern mit verschiedenen Rohrformen. Mitteilungen der V.G.B. Heft 73, August 1961, p. 260/276.
7. W. M. Kays u. A. L. London, *Compact Heat Exchangers*. New York Toronto—London. 1958.

ВЛИЯНИЕ РАБОЧИХ УСЛОВИЙ И НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ТЕРМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ РАДИАТОРОВ

(РЕЗЮМЕ)

В аеродинамической трубе был определен теплообмен и гидравлическое сопротивление 15-ти моделей автомобильных радиаторов с плоскими трубами и сплошными ребрами. Исследовалось влияние следующих величин: входная температура воды и воздуха; скорость воды и воздуха; число рядов труб; расположение труб (коридорное, чередующееся); шаг ребер. Расчетным путем был определен коэффициент термической конвенции со стороны воздуха. Результаты выражены в форме $Nu=f(Re, Pr)$.

DER EINFLUSS EINIGER BETRIEBSBEDINGUNGEN SOWIE VERSCHIEDENER KONSTRUKTIONSGRÖSSEN AUF DIE KÜHLLEISTUNG VON KRAFTWAGENKÜHLERN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In einem Windkanal wurde der Wärmeaustausch und der Luftwiderstand von 15 Kraftwagenkühlermododellen mit Flachrohren und durchlaufenden Rippen, untersucht. Erforscht wurde der Einfluss folgender Grössen : Luft- und Wassereintrittstemperatur, sowie Luft- und Wassergeschwindigkeit; Rohrreihenanzahl; Rohranordnung (fluchtend, versetzt); Rippenteilung. Auf rechnerischem Wege wurde die Wärmedurchgangszahl und die luftseitige Wärmeübergangszahl bestimmt. Die Ergebnisse sind in der Form $Nu = f(Re, Pr)$ dargestellt.

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA PROCESULUI DE ARDERE A AMESTECURILOR DE MOTORINĂ ȘI BENZINĂ LA MOTORUL D-103

DE

V. BERINDEAN, N. CARAMAVRU, V. AVRAM, G. PURI

INTRODUCERE

În lucrarea [1] pe baza trasării caracteristicilor complexe ale motorului D-103 la funcționare cu amestecuri de 50% motorină și 50% benzină s-a stabilit, că puterea și economicitatea motorului se menține, iar în unele domenii de funcționare se poate aprecia o comportare mai bună la funcționarea pe amestec de motorină cu benzină. Pentru a explica comportarea motorului la funcționarea pe amestecuri de benzină și motorină este necesar să se efectueze o serie de cercetări privitoare la procesele de ardere.

În cadrul lucrării de față se stabilesc cu ajutorul unei instalații piezoelectrice speciale parametrii principali care caracterizează procesul de ardere.

1. METODICA ȘI REZULTATELE EXPERIMENTALE

1.1. Descrierea instalației și a aparaturii folosite

Instalația de cercetare se compune dintr-un stand de încercări cu motor D-103 prevăzut cu aparatura necesară pentru determinarea puterii efective a motorului, a consumului specific de combustibil, a condițiilor de funcționare, a condițiilor mediului ambiant și dintr-o instalație piezoelectrică special dezvoltată pentru a se putea înregistra și variațiile lui $\frac{dp}{d\tau}$ simultan cu diagrama p, τ.

1.2. Metoda de cercetare

Studiul proceselor de ardere s-a efectuat pe baza diagramelor indicate înregistrate prin fotografiere de pe ecranul osciloscopului fotocatodic.

Diagramele au fost înregistrate pentru încărcări corespunzătoare la 25%, 50%, 75%, 100% din puterea nominală a motorului. Au fost ridicate urmă-

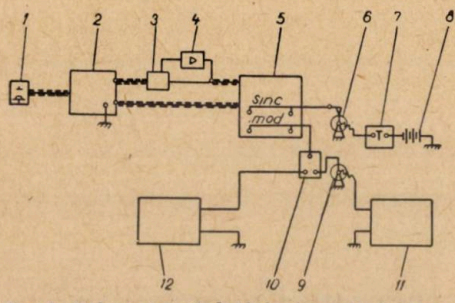


Fig. 1. Schema instalației piezoelectrice : *1* — Traducător piezoelectric; *2* — Amplificator de tensiune CC; *3* — Dispozitiv RC de diferențiere; *4* — Amplificator operațional; *5* — Osciloscop diascop; *6* — Disc cu contact pentru sincronizare; *7* — Contact pentru declanșarea sincronizarii; *8* — Sursă de CC 30 V; *9* — Disc cu contact pentru marcarea punctului mort; *10* — Comutator pentru modularea marcajului de timp și punct mort; *11* — Stroboscop electronic; *12* — Oscilator pentru intervale de timp.

toarele tipuri de diagrame: bare de presiune; diagrame $p\tau$ cu marcarea p. m. i.; diagrame $p\tau$ cu marcarea timpului 10^{-3} s.

Pentru puterile alese s-au stabilit consumurile specifice de combustibil, gradul de fum și temperatura gazelor de evacuare pentru fiecare ramificație a colectorului de evacuare, cu scopul de a controla în mod suplimentar procesele de ardere din motor. Toate diagramele au fost ridicate la primul cilindru, ceea ce nu permite o apreciere detaliată a proceselor care au loc în ceilalți cilindri.

1.3. **Prelucrarea datelor experimentale**

Ridicarea diagramelor indicate și determinarea puterii și a consumului specific au fost efectuate măsurîndu-se următoarele mărimi :

— Condiții ambiante : presiunea barometrică, temperatura și umiditatea aerului.

— Condiții de funcționare : turația ; forța de frînare ; avansul la injecție 12° RAC ; regimul termic : temperatura apei la intrare și ieșire din motor, temperatura gazelor de evacuare, temperatura și presiunea uleiului, gradul de fum.

— Consumul de combustibil a fost determinat gravimetric.

Rezultatele măsurărilor efectuate pentru determinarea puterii și a consumului sînt date în tabelul 1.

În vederea unei prelucrări mai precise sincronizarea a fost astfel făcută încît să cuprindă numai partea corespunzătoare procesului de ardere, metodă mai avantajoasă decît aceea care reduce partea ciclului neinteresantă la un punct.

Aprecierea cantitativă a procesului de ardere a fost efectuată folosindu-se parametrii următori :

— Raportul presiunilor

$$\lambda p = \frac{p_z}{p_c} \tag{1}$$

— Întîrzierea la autoaprindere τ_{aa}, α_{aa}.

— Viteza medie de creștere a presiunii în intervalul dintre momentul începerii saltului de presiune și presiunea maximă de ardere.

$$V_{pm} = \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = \frac{p_z - p_y}{\alpha_z^\circ - \alpha_y^\circ} \tag{2}$$

indicii : z și y se referă la presiunea maximă de ardere respectiv la presiunea de la începutul saltului de presiune.

Din 12 diagrame utilizate în cadrul lucrării pentru prelucrare, sînt prezentate pentru ilustrarea rezultatelor 5, fig. (2, 3, 4, 5, 6).

La stabilirea valorilor presiunilor este necesar să se ia în considerare erorile determinate de canalul de indicare prevăzut în chiulasă avînd diametrul $\Phi=6$ mm, lungimea $l=60$ mm și volumul $V=1{,}695$ cm³.

— Căderea de presiune pe canal se poate calcula cu relația [2] :

$$\Delta p = \frac{n}{1\,250\,000}\,\frac{l}{d}\,p \tag{3}$$

în care : Δp — căderea de presiune [kgf/cm²] ;
n — turația [rot/min] ;
l — lungimea canalului [mm] ;
d — diametrul canalului [mm] ;
p — presiunea din canal [kgf/cm²].

— Oscilațiile de presiune din canal sînt determinate de variația rapidă a presiunii gazelor. Frecvența oscilațiilor proprii ale coloanei de gaz, pentru un canal drept cu pereții netezi se poate calcula cu relația :

$$f_e = \frac{a \cdot m}{2l} \tag{4}$$

unde : a — viteza sunetului în coloana de gaze ;
m — ordinul frecvenței, pentru oscilația fundamentală $m=1$, pentru prima armonică, 3, 5 pentru a doua ș.a.m.d. ;
l — lungimea canalului

$$a = 331\sqrt{\frac{T}{273}}. \tag{5}$$

Pentru o temperatură medie în canal de 500 °C rezultă :

$$f_e = 4\,650\ s^{-1}$$

Valoarea frecvenței depășește aceea a oscilațiilor apărute în timpul destinderii. Astfel cauza variațiilor de presiune nu poate fi decît aprinderea și arderea amestecului care intră în canalul de indicare. Prezența acestor oscilații în timpul destinderii este scoasă în evidență și de diagrama $\frac{dp}{d\tau}$ cînd amplificarea acesteia este mare (fig. 7).

În sprijinul părerii, că aceste variații de presiune sînt determinate de arderea amestecului din canal, vine și mărirea acestor variații la diferite încărcări mari, la aceeași turație, mărimea oscilațiilor de presiune crește, din cauza creșterii cantității de combustibil din amestecul care arde pe canal.

Rezultatele prelucrării diagramelor din fig. 2—6 sînt cuprinse în tabelul 2.

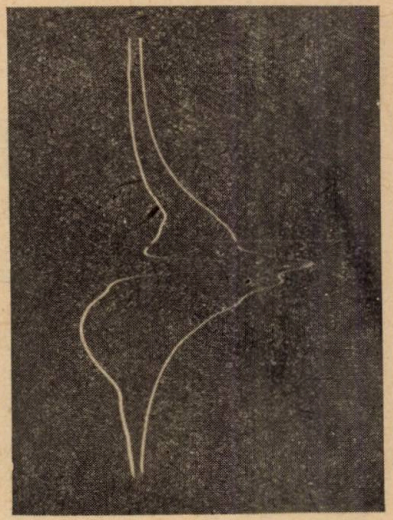


Fig. 4. Diagramă indicată, $P_e = 22{,}6$ kW.

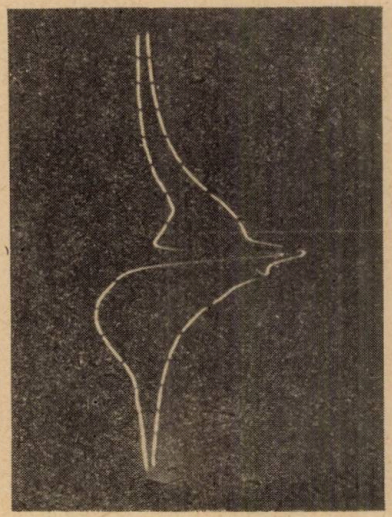


Fig. 3. Diagramă indicată; $P_e = 13{,}05$ kW.

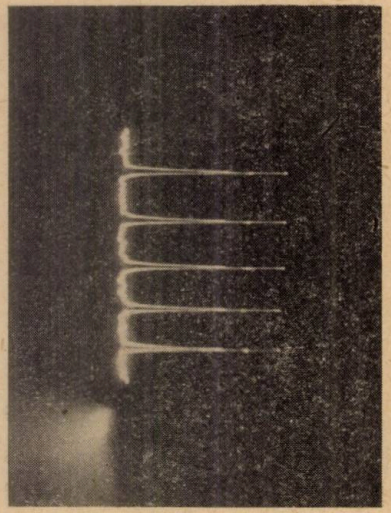


Fig. 2. Diagramă cu bare de presiune.

Tabelul 1

Prelucrarea diagramelor înclinate

Nr. crt.	Condiții atmosferice					Condiții de funcționare											P_{e_0} CP	C_e g/CPh	C_e kg/h
	B mmHg	t_{aer} °C	t_{us} °C	t_{um} °C	φ %	t_{ai} °C	t_{ae} °C	t_{ac} °C	p_u at	t_u °C	t_{ev} °C	Grad de fum %	$\hat{P}_i$ °	Coef. sarc.	F_f kgf	n rot/min			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	753 —3,1	25,6	27,8	19,8	45	46	54	71	5,1	88	1—300 2—268	1,5	12°	0,25	5,250	1 812	17,75	290	5,15
2	753 —3,2	26	29	20,21	44	50	56	71	5,1	89	1—364 2—338	4,5	12°	0,50	9,150	1 803	30,7	224	6,88
3	753 —3,25	26,5	30	21	52	55	59	72,5	5,1	90	1—462 2—438	8	12°	0,75	13,200	1 795	44,2	202	8,92
4	753 —3,35	26,7	30	21	52	60	64	73	5,1	92	1—590 2—570	6,1	12°	1,00	17,700	1 808	59,6	191	11,4

Tabelul 2

Nr. crt.	P_{e0}		P_c		P_y		P_z		λ_p	V_m MN/m² grd	α_{aa} grad	τ_{aa} 10^{-3} s
	CP	kW	kgf/cm²	MN/m²	kgf/cm²	MN/m²	kgf/cm²	MN/m²				
1	17,75	13,05	40	3,92	41,7	4,08	63,3	6,22	1,520	0,489	14,7°	1,353
2	30,7	22,6	40	3,92	42	4,12	68,3	6,70	1,625	0,477	14,7°	1,360
3	44,2	32,5	40	3,92	41,7	4,08	72,8	7,15	1,746	0,473	12°	1,114
4	59,6	43,8	40	3,92	41,65	4,07	73,5	7,22	1,767	0,478	12°	1,186

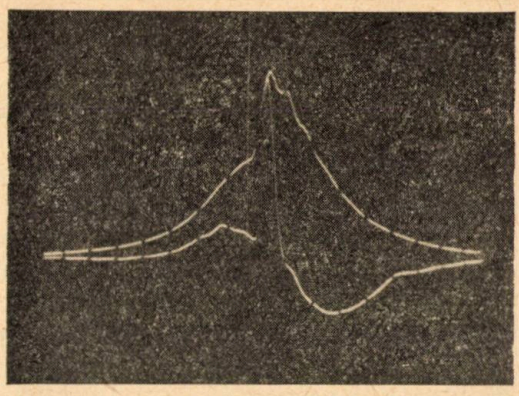


Fig. 5. Diagramă indicată, $P_e = 32{,}5$ kW.

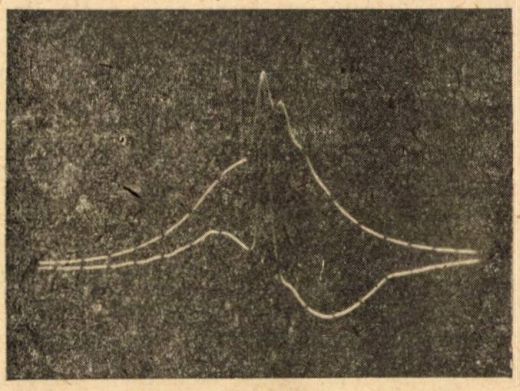


Fig. 6. Diagramă indicată, $P_e = 43{,}8$ kW.

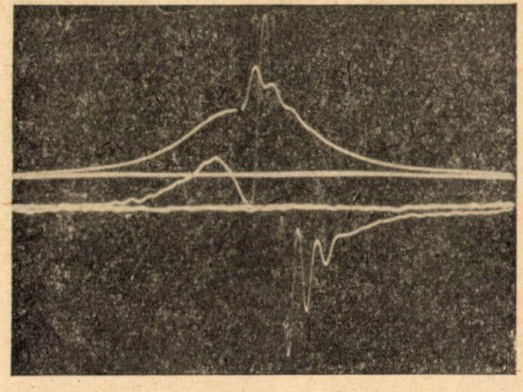


Fig. 7. Diagramă indicată cu amplificare mărită a lui $\frac{dp}{d\tau}$, $P_{e0} = 37{,}6$ kW, $n = 30$ rot/s

2. INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Valorile presiunilor maxime de ardere, viteza medie de creştere a presiunii şi raportul presiunilor au valori cuprinse între limitele corespunzătoare motoarelor cu aprindere prin comprimare cu camera unitară.

Întîrzierea la autoaprindere α_{aa} are valori mai mari decît în cazul funcţionării pe motorină 12 — 14,7° faţă de 6 — 8° din cazul motorinei, Creşterea întîrzierii la autoaprindere se explică în primul rînd datorită prezenţei benzinei în amestec şi în al doilea rînd datorită avansului mult mărit faţă de valoarea normală de 6,5 °RAC din cazul funcţionării pe motorină.

Economicitatea motorului a scăzut, consumul specific de combustibil 191 g/CPh este mai mare decît acela stabilit la acelaşi regim în lucrarea [1], ceea ce scoate în evidenţă o înrăutăţire a arderii, care din cauza întîrzierii mari la autoaprindere este deplasată mult spre destindere.

CONCLUZII

Rezultatele obţinute permit stabilirea următoarelor concluzii:

1. Instalaţia de diagramare corespunde pentru înregistrarea presiunilor, nu este însă suficient de exactă pentru determinarea diagramei derivate.

2. Întîrzierea la autoaprindere este mare, din această, cauză avansul la injecţie mult mărit determină scăderea economicităţii motorului.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Berindean, N. Caramavru, V. Avram, V. Negrea, G. Puri, Contribuţii la studiul funcţionării cu amestecuri de motorină şi benzină a motoarelor cu cameră unitară. Bul. I.P.T. Tom 13 (27) Fasc. 2. iulie-dec. 1968. p. 441.

2. Soroko-Novitkü, *Ispitania a avtotraktornih dvigatelei.* Maşghiz 1955, p. 239.

К ИЗУЧЕНИЮ И ИССЛЕДОВАНИЮ ПРОЦЕССОВ ГОРЕНИЯ СМЕСЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И БЕНЗИНА В ДВИГАТЕЛЕ Д-103

(РЕЗЮМЕ)

В работе исследуются процессы горения в двигателе Д-103, при помощи пьезоэлектрической индикаторной установки. На основании исследований установливаются характеристичные параметры процесса горения и особенно влияние изменения опережения впуска, величина которого была изменена для того, чтобы двигатель вел себя так же как и в случае работы на дизельном топливе.

CONTRIBUTIONS À L'ÉTUDE ET À LA RÉCHERCHE DU PROCESSUS DE COMBUSTION DES MÉLANGES DE GAS-OIL ET D'ÉSSENCE AU MOTEUR D-103

(RÉSUMÉ)

Dans le travail on récherche les processus de combustion du moteur, D-103 à l'aide d'une installation piézo-électrique. Basés sur les récherches éffectuées on établit les paraméétres caractéristiques du processus de combution est spécialement l'influence de la modification de l'angle de l'avance d'injection, a valeur duquel a été modifié, afin que le moteur ait les mêmes indices comme dans le cas de la marche à gas-oil.

DIAMETRUL OPTIM AL BUTUCULUI LA TURBINELE KAPLAN

DE

I. ANTON

Un parametru geometric, deosebit de important, în funcţionarea şi construcţia turbinelor Kaplan este diametrul $d\left(\nu = \frac{d}{D}\right)$ al butucului, fig. 1.

Acest parametru se stabileşte astăzi în baza unor recomandări fără o justificare ştiinţifică.

În literatură se recomandă alegerea diametrului butucului în funcţie de căderea maximă H_{max} sau de turaţia specifică (tabelul 1 şi 2).

Tabelul 1

H	5	10	20	25	30	40	50	60	70	Bibliografie
$\nu = \frac{d}{D}$		0,35	0,39	—	0,425	0,48	0,52	0,58	0,62	N. Kovalev [1]
	0,33	0,34	0,38	—	0,415	0,46	0,51	0,56	—	L. Vivier [2]
	0,38	—	—	0,43	—	0,46	0,50	0,55	—	J. Raabe [3]
	0,3	—	0,4	—	—	0,5	0,55	0,6	0,7	M. Nechleba [4]
	—	0,35	0,37	0,41	0,45	0,49	0,525	0,57	0,6	I. E. Etinberg [5]

Tabelul 2

n_s	1000	900	800	700	600	500	400	300	250	Bibliografie
$\nu = \frac{d}{D}$	0,38	—	0,45	—	0,46	0,50	0,55	0,6	0,63	J. Raabe [3]
	0,3	—	0,4	—	0,5	—	0,55	0,7	—	M. Nechleba [4]
	—	0,32	0,33	—	0,38	—	0,50	0,58	—	Svinareev [6]
	0,35	0,37	0,40	0,43	0,47	0,51	0,56	0,6	—	D. Pavel [7]

În anul 1953 [8] am prezentat o relaţie pentru calculul diametrului butucului care lua în considerare unele caracteristici energetice ale reţelei de profile.

În lucrarea de faţă se vor prezenta relaţii pentru calculul diferitelor elemente ale turbinei Kaplan, în funcţie de diametrul butucului şi se va analiza influenţa acestuia.

De asemenea se va stabili o relație riguroasă care să permită calculul acestui parametru. În vederea soluționării acestor probleme se vor utiliza și aici parametrii de bază admiși într-o altă lucrare [9] pentru studiul turbinelor Kaplan. Acești parametrii principali sînt:

— Coeficientul vitezei tangențiale periferice $k_{uR} = \frac{u_R}{\sqrt{2gH}}$

— Coeficientul de deviație al curentului δ_u.

$$\delta_u = \frac{\Delta v_u}{v_m} = \frac{\Delta w_u}{v_m}$$

În baza coeficientilor k_{uR} oferiți de L. Vivier [2] pentru o serie de turbine moderne în funcțiune și a relației date de G. F. Proskura [10] recomandăm pentru k_{uR}:

$$k_{uR} = \frac{1{,}06\, n_s^{*3/5}}{\eta_T^{1/3}} \qquad (1)$$

Aici $n_s^* = \frac{n_s}{294.8}$ este turația specifică adimensională iar η_T este randamentul turbinei.

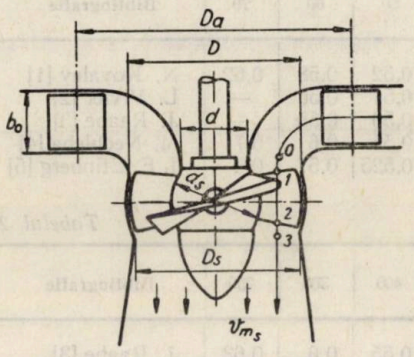


Fig. 1.

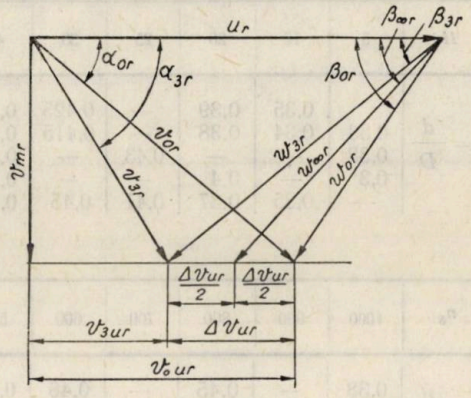


Fig. 2.

Coeficientul de deviație al curentului δ_u este un parametru utilizat din ce în ce mai des în caracterizarea funcționării rețelelor de profile și a mașinilor hidraulice axiale [11], [12], [13].

Astfel $\frac{\delta_{ur}}{2} = \operatorname{ctg}\beta_{\infty r} - \operatorname{ctg}\beta_{0r}$; $\frac{\delta_{ur}}{2} = \operatorname{ctg}\beta_{3r} - \operatorname{ctg}\beta_{\infty r}$ și $\delta_u = \operatorname{ctg}\beta_{3r} - \operatorname{ctg}\beta_{0r}$.

Din ecuația fundamentală a turbinelor Kaplan $\eta_h \cdot gH = u_r(v_{0ur} - v_{3ur})$ și din relația de definiție a acestui coeficient, cu notațiile din fig. 2 se obține pentru o rază oarecare:

$$\delta_{ur} = \frac{\Delta v_{ur}}{v_{mr}} = \frac{\frac{u_r \cdot \Delta v_{ur}}{u_R}}{\frac{u_r \cdot v_{mr}}{u_R}}$$

sau:

$$\delta_{ur} = \frac{\eta_h}{2k_{uR}^2} \cdot \frac{1 - \nu^2}{n_r \cdot \varphi_s} \cdot \frac{1}{\delta_r} \tag{2}$$

Aici s-au introdus unii parametrii derivați:

— Coeficientul de debit $\varphi = \frac{v_m}{u_R} = \frac{k v_m}{k_{uR}}$ (3)

— Coeficientul vitezei meridionale $k_{vm} = \frac{v_m}{\sqrt{2gH}}$ din zona butucului sau din zona de la ieșire din rotor: $k_{vms} = \frac{v_{ms}}{\sqrt{2gH}}$

— Coeficientul de variație a vitezei meridionale cu raza $n_r = \frac{v_{mr}}{v_m} \approx 1$, care influențează în mică măsură elementele în studiu [5], [6].

— Randamentul hidraulic la raza r η_{hr}.

De observat că prin cunoașterea coeficientului k_{uR}, pentru o turație specifică dată se impune în mod obligator o anumită valoare pentru k_{vms} deoarece între aceștia există relația de definiție a turației specifice [10]:

$$n_s = 1{,}954\,(2g)^{3/4} \cdot \gamma^{1/2} \cdot \eta_T^{1/2} k_{uR} k_{vms} \tag{4}$$

$$\eta_s^* = 1{,}954 \cdot \eta_T^{1/2} \cdot k_{uR} \cdot k_{vms}^{1/2} \tag{5}$$

Deci:

$$k_{vms} = \frac{0{,}233 \cdot n_s^{*4/5}}{\eta_T^{1/3}} \tag{6}$$

iar din (1), (2), (6) se obține:

$$\varphi_s = 0{,}22 \cdot n_s^{*1/5} \tag{7}$$

În funcție de parametrii principali se pot exprima: diametrul butucului, elementele cinematice și unghiulare, precum și caracteristicile de cavitație. Într-o altă lucrare [9] s-au prezentat expresiile acestora pentru o rază oarecare, iar aici vom scrie unele elemente pentru linia de curent de lîngă butuc.

Coeficientul de deviație al curentului (2) pentru firul interior avînd ca parametru pe $\nu = \frac{d}{D}$ se poate scrie:

$$\delta_{ui} = \frac{\eta_h}{2k_{uR}^2} \cdot \frac{1-\nu^2}{\nu} \cdot \frac{1}{\varphi_s} \tag{8}$$

Din această relație se obține expresia diametrului butucului:

$$\nu = \frac{d}{D} = -\frac{\varphi_s}{\frac{\eta_h}{k_{uR}^2}} \cdot \delta_{ui} + \sqrt{\frac{\varphi_s^2}{\left(\frac{\eta_h}{k_{uR}^2}\right)^2} \cdot \delta_{ui}^2 + 1} \tag{9}$$

De observat că această relație permite calculul diametrului butucului în funcție de turația specifică, dacă se cunoaște coeficientul de deviație al curentului, respectiv caracteristica rețelei.

Ecuația turbinelor $\eta_h \cdot gH = u_r \cdot \Delta v_{ur}$, $\delta_{ur} = \frac{\Delta v_{ur}}{v_m}$ și ecuația fundamentală a turbinelor axiale [14]:

$$\left(C_{ar} \cdot \frac{l}{t}\right)_r = \frac{2\eta_{hr}\, gH}{u_r \cdot w_{\infty r}\left[1 - \frac{\operatorname{tg}\theta_r}{\operatorname{tg}\beta_{\infty r}}\right]}$$

conduce la exprimarea coeficientului de încărcare al rețelei [9], [11]:

$$\left(C_{ar} \cdot \frac{l}{t}\right)_r = 2\delta_{ur} \cdot \sin\beta_{\infty r} \cdot \frac{1}{\left[1 - \frac{\operatorname{tg}\theta_r}{\operatorname{tg}\beta_{\infty r}}\right]} \cong 2\,\delta_{ur} \cdot \sin\beta_{\infty r} \tag{10}$$

C_{ar} reprezintă coeficientul portanței în rețea și $(l/t)_r$ desimea rețelei.

Utilizînd rezultatele dintr-o altă lucrare [9] se vor exprima în funcție de δ_{ui} și ν unghiurile β_{0i}, β_{3i}, $\beta_{\infty i}$, deviația unghiulară a curentului $\Delta\beta_i = \beta_{0i} - \beta_{3i}$ precum și torsionarea paletei $\Delta\beta_s$ știind că: $\Delta\beta_s \cong \Delta\beta_{\infty ie} = \beta_{\infty i} - \beta_{\infty e}$.

Astfel:

$$\operatorname{ctg}\beta_{\infty i} = \delta_{ui}\left[\frac{\nu^2}{\frac{\eta_h}{2k_{uR}^2}} - k_i - \frac{1}{2}\right] \tag{11}$$

$$\operatorname{ctg}\beta_{0i} = \delta_{ui}\left[\frac{\nu^2}{\frac{\eta_h}{2k_{uR}^2}} - k_i - 1\right] \tag{12 a}$$

$$\operatorname{ctg}\beta_{3i} = \delta_{ui}\left[\frac{\frac{v^2}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_i\right] \tag{12 b}$$

$$\operatorname{ctg}\Delta\beta_i = \frac{1}{\delta_{ui}} - \frac{\delta_{ui}}{4} + \delta_{ui}\left[\frac{\frac{v^2}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_i - \frac{1}{2}\right] \tag{13}$$

$$\operatorname{ctg}\Delta\beta_{\infty ie} = \frac{1 + \nu\,\delta_{ui}\left[\frac{\frac{v^2}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_i - \frac{1}{2}\right]\left[\frac{\frac{1}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_e - \frac{1}{2}\right]}{\delta_{ui}\left[\nu\left(\frac{\frac{1}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_e - \frac{1}{2}\right) - \left(\frac{\frac{v^2}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_i - \frac{1}{2}\right)\right]} \tag{14}$$

iar :

$$\left(C_{ar}\cdot\frac{l}{t}\right)_i = 2\,\delta_{ui}\cdot\frac{1}{\sqrt{1+\delta_{ui}^2\left[\frac{\frac{v^2}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_i - \frac{1}{2}\right]}} \tag{15}$$

S-a demonstrat [15] de asemenea că pentru firul interior se poate scrie coeficientul de cavitaţie sub forma :

$$\sigma_{Ti} = \left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}}\right)^2 \frac{1}{v^2}\cdot\frac{1}{\delta_{ui}^2}\left\{k_{p\,max\,2i}\left[1+\delta_{ui}^2\left(\frac{\frac{v^2}{\eta_h}}{2k_{uR}^2} - k_i\right)^2\right] + \eta_{ta}\left(1+k_i^2\,\delta_{ui}^2\right)\right\} \tag{16}$$

În relaţiile de mai sus intervine coeficientul $k_r = \frac{v_{3ur}}{\Delta v_{ur}}$ ce caracterizează torsionarea curentului de la ieşire din rotorul turbinei.

Pentru coeficientul de presiune minimă de pe profil $k_{p\,max\,2i} = \left(\frac{w_{max\,i}}{w_{2i}}\right)^2 - 1$ se admite ca valabilă în prima aproximaţie relaţia stabilită de I. E. Etinberg [16] :

$$k_{p\,max\,2i} = \frac{1}{4}\cdot\left(C_{ar}\cdot\frac{l}{t}\right)_i\cdot\left(\frac{t}{l}\right)_i^2 + \frac{\Delta i - 0{,}03}{\left(\frac{t}{l}\right)_i} \tag{17}$$

Δi este grosimea maximă relativă a profilului de lîngă butuc.

În vederea analizei variației diferiților parametri de calcul ai turbinelor Kaplan, a elementelor energetice și cavitaționale se va admite că $\eta_{hr} \cong 0{,}95$, $\eta_T \cong 0{,}9$ [6], $\eta_{ta} \cong 0{,}8$ [6], [17], și $k_i = -0{,}03$, $k_e = +0{,}2$ [9]. În acest caz cu ajutorul relațiilor (1), (7) și (8) rezultă $\delta_{ul} = f(n_s, \nu)$ fig. 3.

Comparînd aceste valori cu cele prezentate de O. E. Baljé [12] (fig. 4), rezultă că valorile necesare turbinelor Kaplan chiar și în zona turațiilor specifice scăzute și $\nu = \frac{d}{D}$ mici se plasează în domeniul pierderilor hidraulice ζ_p, relativ scăzute. Trebuie reținut însă că la turațiile specifice $n_s < 450$ o reducere a pierderilor hidraulice ζ_p impune o majorare a diametrului butucului ceea ce este favorabil și din punct de vedere constructiv respectiv al mecanismului de reglare [1]. Este necesar să nu depășim în proiectare valorile $\delta_{ul\,max}$ (linia punctată) deoarece se trece în zona de funcționare a rețelelor întîrziate (de pompă).

Variația unghiului $\beta_{\infty i} = f(n_s, \nu)$ fig. 5, conduce la o delimitare clară a rețelelor de profile de turbină $\beta^\circ_{\infty i} < 90^\circ$ și de pompă $\beta^\circ_{\infty i} > 90^\circ$. De asemenea rezultă că pentru turații specifice și diametri de butuc mici apare pericolul funcționării rețelei interioare, în regim de pompă. Acest fenomen conduce la funcționare cu $H = f(r)$, la creșterea pierderilor hidraulice lîngă butuc și la îndepărtarea regimului optim de regimul de calcul.

Unghiul β_{0i} crește apreciabil la turații specifice joase odată cu scăderea diametrului butucului, fig. 6. Crește de asemenea deviația unghiulară a curentului, $\Delta\beta_i$ și a profilului, fig. 7, atunci cînd scade turația specifică și diametrul butucului. Aceste deviații ajung la valori ridicate la turații specifice $n_s = 300$—450 chiar la diametrul butucului $\nu = 0{,}5$, ceea ce însemnează profile mult curbate și pierderi hidraulice însemnate [18], [19], [20].

Un parametru important în funcționarea turbinelor Kaplan este torsionarea paletei $\Delta\beta_{sie} \cong \Delta\beta_{\infty ie}$ fig. 8; $\Delta\beta_{\infty i} = \beta_{\infty i} - \beta_{\infty e}$ iar $\Delta\beta_{sie} = (\beta_{\infty i} - \alpha_i) - (\beta_{\infty e} - \alpha_e)$. Din fig. 8 rezultă că torsionarea paletei crește și ea odată cu scăderea turației specifice și a diametrului butucului. A. E. Susko [21] în baza unor

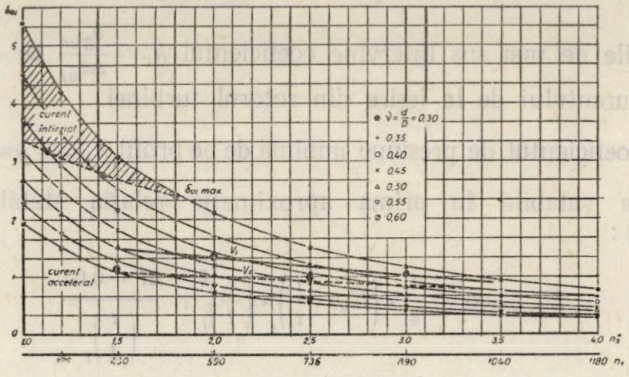


Fig. 3.

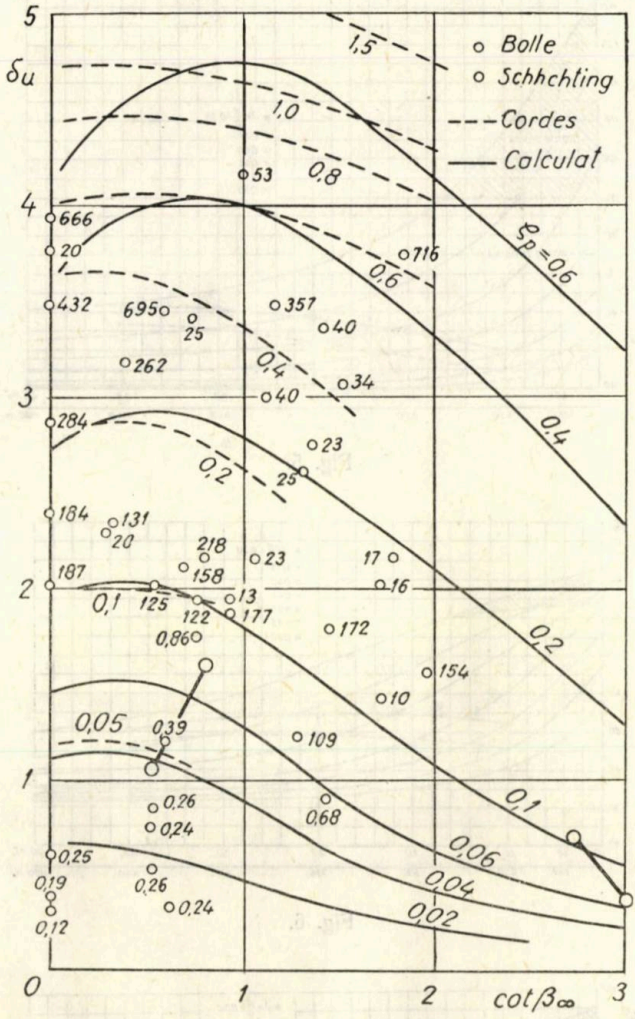


Fig. 4.

experienţe de laborator stabileşte că o creştere a torsionării paletei ar duce la o creştere a debitului specific Q_{11} ceea ce nu rezultă din fig. 8.

Coeficientul de încărcare al profilului dispus în reţea de turbină lîngă butuc creşte cu scăderea diametrului butucului şi a turaţiei specifice, fig. 9, ceea ce impune, în această secţiune, profile mult curbate, groase şi cu incidenţe mari apropiate de incidenţa critică.

În baza analizei critice a indicaţiilor din literatură [5], [6], [17], [18] privitor la desimea reţelei s-a admis pentru acest parametru valorile din fig. 10. Cu aceste valori din încărcarea paletei la butuc s-au obţinut coeficienţii de portanţă C_{ari} fig. 11.

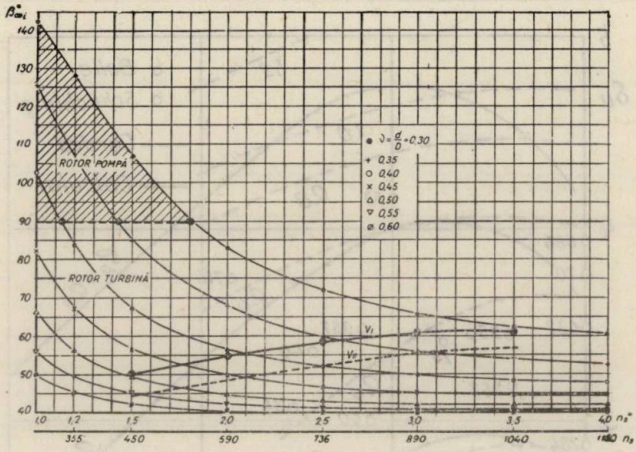


Fig. 5.

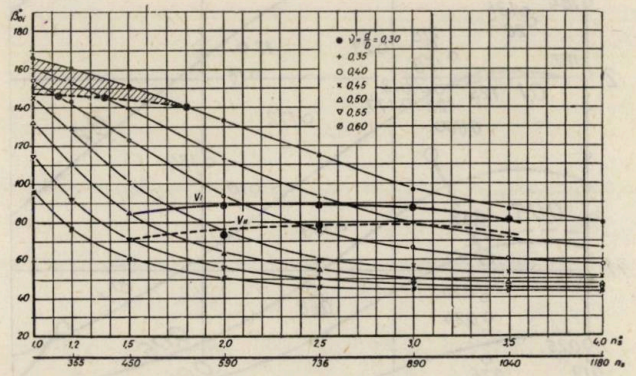


Fig. 6.

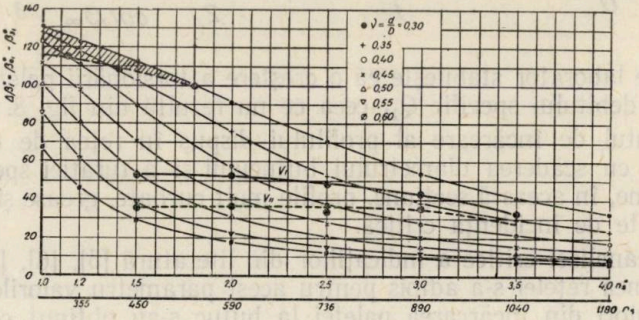


Fig. 7.

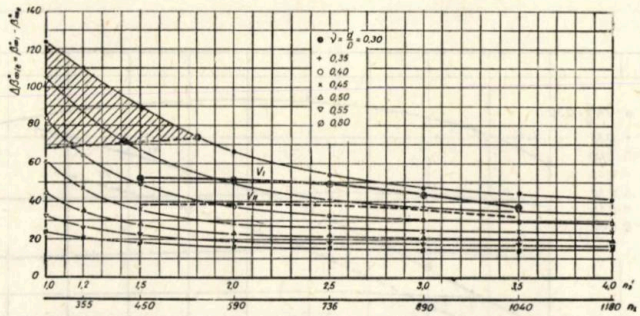


Fig. 8.

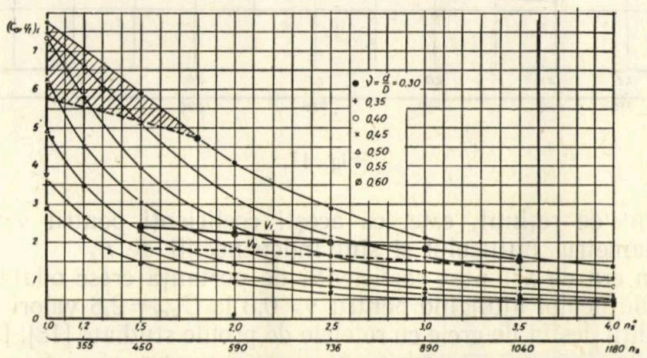


Fig. 9.

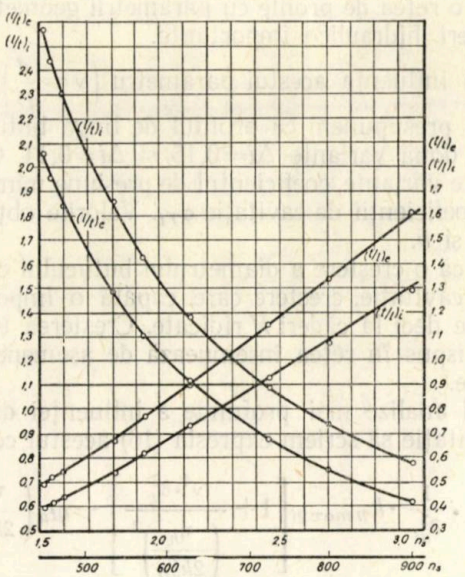


Fig. 10.

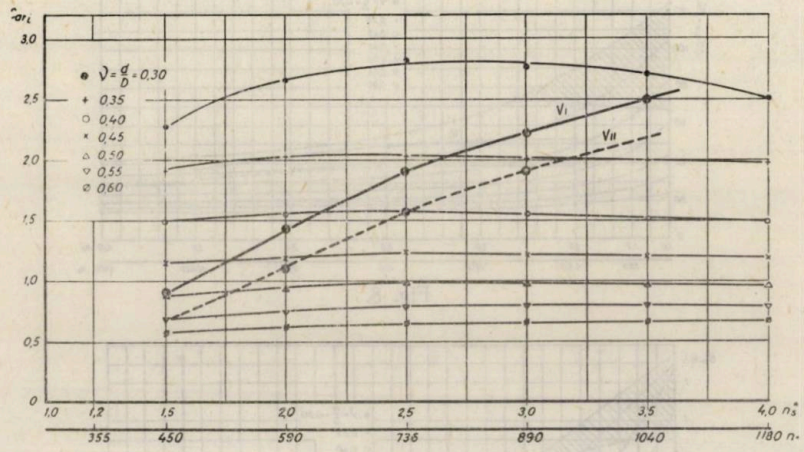


Fig. 11.

Interesant de reținut, este, că acești coeficienți pentru $\nu<0,35$ depind numai de diametrul butucului și sînt independenți de n_s.

Așa cum era de așteptat coeficienții de portanță cresc odată cu scăderea diametrului butucului ajungînd pentru $\nu=0,3$ la $C_{ari}=2,6$ valori care se realizează în condiții destul de grele cu rețelele de profile studiate [18], [19], [20, [23].

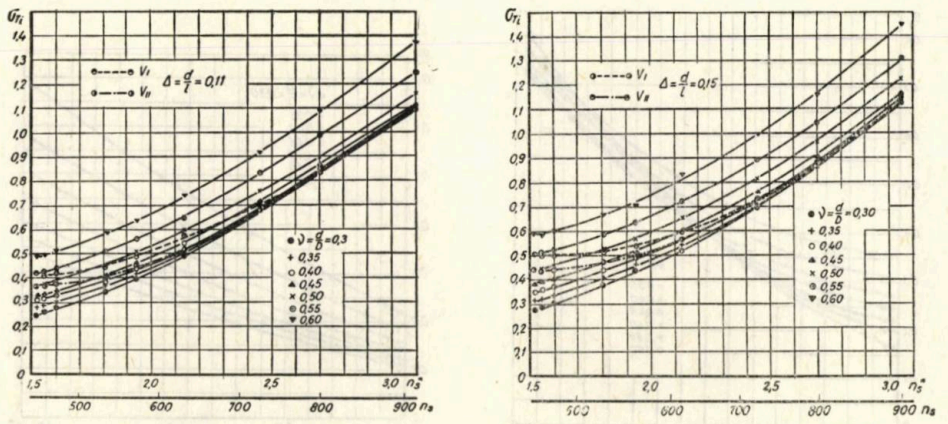
Din cele de mai sus, rezultă că din punct de vedere energetic, o reducere a diametrului butucului și o scădere a turației specifice la turbinele Kaplan impune lîngă butuc o rețea de profile cu parametrii geometrici și hidrodinamici ce conduc la pierderi hidraulice importante.

Pentru a vedea influența acestui parametru $\left(\nu=\frac{d}{D}\right)$ asupra caracteristicilor de cavitație să presupunem că profilul de lîngă butuc ar avea grosimea maximă relativă în două variante $\Delta i=0,15$ și $\Delta i=0,11$. Cu relația (17) s-au calculat pentru aceste variante, coeficientul de presiune minimă pe profil k_{pmax2i} iar cu relația (16) coeficienții de cavitație σ_{Ti}. Valorile obținute au fost reprezentate în fig. 12 *a* și *b*.

Rezultă de aici că o creștere a diametrului butucului conduce la o creștere a coeficientului de cavitație, creștere care capătă o importanță deosebită la turații specifice joase deci la căderi H ridicate. Creșterea turației specifice și a grosimii profilului dispus în rețea însemnează de asemenea majorare a coeficientului de cavitație.

În vederea unei analize mai profunde a influenței diametrului ν asupra coeficientului de cavitație să scriem expresia (16) acestui coeficient sub forma :

$$\sigma_{Ti}=\left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}}\right)^2\cdot\frac{1}{\nu^2}\cdot\frac{1}{\delta_{ui}^2}\cdot k_{p\,max\,2i}\left[1+\frac{\nu^4\cdot\delta_{ui}^2}{\left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}^2}\right)^2}\right]+\eta_{ta}\left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}}\right)^2\cdot\frac{1}{\nu^2}\cdot\frac{1}{\delta_{ui}^2} \qquad (18)$$



a) b)

Fig. 12.

Deci coeficientul de cavitație $\sigma_{Ti} = \sigma_{T1} + \sigma_{T2}$ unde:

$$\sigma_{T1} = \left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\nu^2} \cdot \frac{1}{\delta_{ui}^2} \cdot k_{p\,max\,2i} \left[1 + \frac{\nu^4 \delta_{ui}^2}{\left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}^2}\right)^2}\right] \tag{19}$$

$$\sigma_{T2} = \eta_{ta} \left(\frac{\eta_h}{2k_{uR}}\right)^2 \cdot \frac{1}{\nu^2} \cdot \frac{1}{\delta_{ui}^2} = \eta_{ta} \cdot k_{uR}^2 \cdot \frac{\varphi_s^2}{(1-\nu^2)^2} \tag{20}$$

Coeficientul de cavitație σ_{T1} este determinat de presiunea minimă ce apare pe profilul de lîngă butuc și de diametrul butucului, iar σ_{T2} este influențat numai de diametrul butucului.

În fig. 13 s-a reprezentat σ_{T1} și în fig. 14 σ_{T2}. Se remarcă influența hotărîtoare a diametrului butucului asupra coeficientului de cavitație σ_{T1} la turații specifice joase. Valorile mici ale lui σ_{T1}, sînt obținute în acest domeniu pentru rotorii cu diametrii mici ai butucului. La turații specifice mari această influență este neînsemnată. Dimpotrivă, coeficientul σ_{T2} crește foarte mult cu diametrul butucului la toate turațiile specifice, obținînd majorări de 100% atît la n_s=450 cît și la n_s=900.

Din cele de mai sus rezultă o concluzie deosebit de importantă și anume că reducerea diametrului butucului va duce în mod sigur la diminuarea coeficienților de cavitație, rezultat obținut și experimental [6]. Reducerea diametrului butucului înseamnă, însă, așa cum s-a arătat, existența la butuc a unei rețele cu pierderi hidraulice importante. Diametrul butucului influențează deci într-un sens caracteristicile energetice și în sens opus caracteristicile cavitaționale. În studiul unei turbine Kaplan care să ne conducă la caracteristici energetice și cavitaționale dorite s-ar impune un calcul de optimizare în care să se ia în

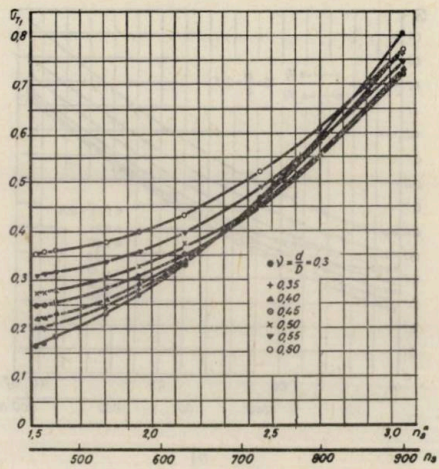


Fig. 13.

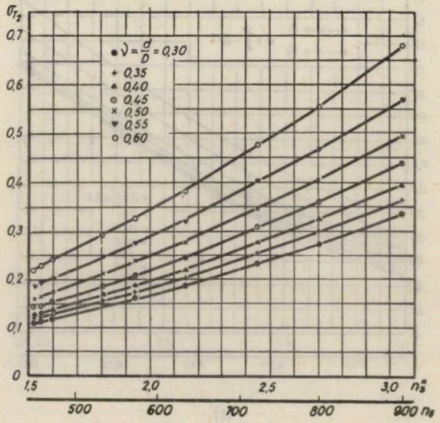


Fig. 14.

considerare toţi parametrii inclusiv cei ce influenţează valorile pierderilor hidraulice în reţea. Este deci necesară cunoaşterea tuturor caracteristicilor geometrice şi hidrodinamice ale reţelei respectiv diagrama de optimizare a funcţionării acestora. Astfel de diagrame cu caracteristici energetice fără cele cavitaţionale pentru cîteva reţele de profile oferă W. Albring [18], [19], [20].

Ca un prim pas în stabilirea parametrilor optimi ai rotorului turbinei Kaplan care să asigure caracteristici energetice şi cavitaţionale optime, se va admite pentru coeficientul de deviaţie al curentului δ_{ut} o variaţie lineară cu turaţia specifică $\delta_{ut}=An_s^*+B$ şi valorile următoare pentru diametrul butucului la două turaţii specifice:

V_I	$n_s=3,05$ $(n_s=900)$	$d/D=\nu=0,33$
	$n_s=1,52$ $(n_s=450)$	$\nu=0,50$
V_{II}	$n_s=3,05$	$\nu=0,36$
	$n_s=1,52$	$\nu=0,55.$

În acest caz din relaţiile (7), (8), (9) rezultă pentru:

V_I $\delta_{ut\,I} = -0,314n_s^* + 1,9735$

V_{II} $\delta_{ut\,II} = -0,23225n_s^* + 1,61818.$

În fig. 15 s-a reprezentat variaţia lui δ_{ut} cu turaţia specifică, iar valorile lui δ_{ut} şi δ_{ue} sînt reprezentate şi în fig. 4 de unde se vede că acest parametru are valorile în zona coeficienţilor de pierderi hidraulice ζ_p mici.

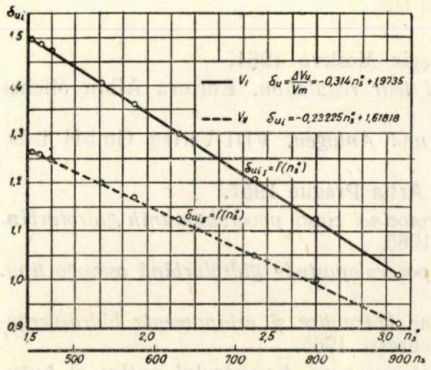


Fig. 15.

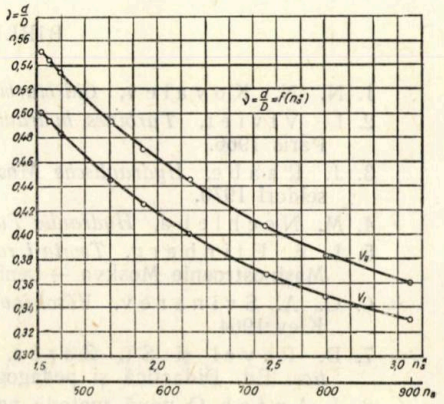


Fig. 16.

Diametrul butucului calculat cu relația (9) pentru cele două variante este redat în fig. 16. Se remarcă faptul că legea de variație a diametrului butucului este similară aceleia care s-ar găsi în urma prelucrării statistice a valorilor recomandate în literatură și prezentate în tabelul 2.

În diagramele de variație a diferiților parametri de calcul ai turbinelor Kaplan, cu turația specifică s-au trasat și liniile caracteristice celor două variante. Se observă că valorile recomandate pentru ambele variante corespund condițiilor impuse diferiților parametri în calculul turbinelor Kaplan.

CONCLUZII

1. Relația stabilită pentru diametrul butucului conduce la valoarea optimă atunci cînd sînt cunoscute caracteristicile optime energetice și cavitaționale ale rețelei de profile de lîngă butuc.

2. Valorile mari ale diametrului butucului conduc la elemente geometrice și unghiulare ale curentului caracteristice rețelelor ce funcționează cu pierderi hidraulice minime.

3. Reducerea diametrului butucului înseamnă realizarea unor coeficienți de cavitație valoric scăzuți ceea ce se urmărește în funcționarea turbinelor hidraulice.

4. Diametrul butucului influențează în sens contradictoriu caracteristicile energetice față de cele cavitaționale la turbinele Kaplan, ceea ce impune un calcul de optimizare pentru stabilirea riguroasă a acestui parametru.

BIBLIOGRAFIE

1. N. N. Kovalev, *Gidroturbinî.* Maşgiz Moskva 1961.
2. L. Vivier, *Turbines hydrauliques et leur régulation.* Editura Albin Michel Paris 1966.
3. J. Raabe, *Hydraulische Maschinen und Anlagen.* VDI-Verlag GmbH Düsseldorf 1970.
4. M. Nechleba, *Hydraulic Turbines.* Artia Prague 1957.
5. I. E. Etinberg, *Teoria i rasciot protocinoi ciasti povorolopastnîh gidroturbin.* Maşinostroenie Moskva — Leningrad 1965.
6. G. A. Svinarev, *Vâsokonapornîe povorolopastnâe gidroturbinâ osevogo tipa.* Kiev 1964.
7. D. Pavel şi St. Zarea, *Turbine hidraulice şi echipamente hidroenergetice.* Ed. Didactică şi pedagogică Bucureşti 1965.
8. I. Anton, O nouă metodă pentru determinarea diametrului optim al butucului la maşinile hidraulice axiale (Turbine şi pompe). Studii şi cercetări ştiinţifice, Acad. R.S.R. Baza Timişoara, Anul I (1953) Nr. 1—4.
9. I. Anton. Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale la turbinele axiale (Partea I). Studii şi cercetări de mecanică aplicată Tom. 30 (1971) Nr. 3.
10. G. F. Proskura, *Gidrodinamica turbomaşin.* Maşgiz 1954.
11. W. Albring, Das Eulerdiagramm zur Auslegung von axialen Schaufelrädern. Maschinenbautechnik 7 (1958) pag. 467—477.
12. O. E. Baljé, Axial Cascade Technology and Aplication to Flow Path Designs. Part I and Part II. Trans ASME — Journal of engineering for power october 1968.
13. L. Speidel, N. Scholz, Untersuchungen über die Strömungverluste in ebenen Schaufelgittern. V.D.I. Forsch. Heft 464, 1957.
14. C. Pfleiderer, *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase.* Springer-Verlag Berlin 1955.
15. I. Anton, Influenţa parametrilor geometrici şi cinematici asupra caracteristicilor energetice şi cavitaţionale la turbinele axiale (Partea II). Studii şi cercetări de mecanică aplicată, Tom. 30 (1971) Nr. 4.
16. I. E. Etinberg, Issledovanie kavitaţionnâh harakteristik povorolopastnâh rabocih koles rascetnâm putem. Energomaşinostroenie. Nr. 12, 1959, pag. 6—9.
17. V. S. Kviatkovskii, Rabocii proţess osevoi ghidroturbin 9 I, II, Tr. VIGM XIV, XV, Maşghiz 1951—1952.
18. W. Albring, Taschenbuch Maschinenbau Strömungsmaschinen, 250—289, VEB, TV Berlin 1968.
19. R. Döge, R. Herrmann, Zur Auswertung Systematischer Messungen an ebenen geraden Schaufelgittern. Maschinenbau Technik 12 (1959), pag. 655—660.
20. R. Döge, R. Herrmann, Zur Auswertung systematischer Messungen an ebenen geraden Schaufelgittern. Maschinenbautechnik 9 (1960) Heft 11, pag. 571—573.
21. A. E. Suşko, Nekotorâie vâvodâ po rezultatam experimentalnogo issledovania nizkonapornâh osevâh gidroturbin. Energetika 3, 1966, pag. 100—107.
22. F. Numachi, Cavitation Tests on Hydrofoils Designed for Accelerating Flow Cascade Report 4 — Three Profiles Designed for High Head Kaplan Turbine. Trans ASME Journal of basic engineering, Sept. 1969
23. V. Anton, I. Santău, Cercetări asupra unor reţele de profile pentru turbine de foraj. Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara, Tom. 14 (28), Fasc. 1, 1969

ОПТИМАЛЬНЫЙ ДИАМЕТР СТУПИЦЫ У ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ТУРБИНЫ

(РЕЗЮМЕ)

Устанавливаются соотношения позволящие исследование блияния диаметра ступицы на угловые элементы, смещение потока у поворотно-лопастных турбин, а также и на характеристики сети профилей около ступицы. Рассматривается также влияние данного параметра на кавитационные характеристики.

Дается строгое отношение, позволяющее расчёт диаметра ступицы у поворотно-лопастных турбин, исключая таким образом эмпиризм господствующий ещё в литературе при определении данного параметра.

DER OPTIMALE NABENDURCHMESSER VON KAPLANTURBINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit werden Beziehungen aufgestellt, durch welcheder Einfluss des Nabendurchmessers auf die Winkelelemente, die Strömungsablenkung und die Charakteristiken des Schaufelgitters in Nabennähe der Kaplanturbine erfasst werden. Gleichzeitig wird der Einfluss dieses Parameters auf die Kavitationseigenschaften einer Analyse unterworfen.

Es wird eine exakte Beziehung ausgearbeitet, mittels welcher der Nabendurchmesser von Kaplanturbinen berechnet werden kann, und so dem in der Fachliteratur diesbezüglich noch herrschenden Empirismus ein Ende gesetzt.

INFLUENȚA PASULUI RELATIV AL REȚELEI DE PROFILE ASUPRA CARACTERISTICILOR DE LUCRU ALE TURBINELOR DE FORAJ

DE
I. SANTĂU

Extinderea forajului cu turbina, a condus la o serie de cercetări teoretice și experimentale legate de construcția turbinei, de influența diferiților parametri asupra caracteristicilor ei de funcționare. Asigurarea unui randament cît mai ridicat în condițiile de exploatare ale turbinei de foraj, a impus necesitatea obținerii unei valori mari a momentului la arbore, în condițiile unor turații și dimensiuni axiale reduse. Pe această cale s-a putut tinde în mod evident și spre reducerea numărului de secțiuni ale turbinei. Aceste considerente au condus cercetările spre studiul hidrodinamic al formei paletelor, a influenței diferiților parametri ai rețelei de profile care formează paletajul turbinei de foraj asupra caracteristicilor ei, spre cercetări de ordin constructiv și tehnologic.

Unul din parametrii geometrici importanți ai rețelei de profile îl constituie pasul relativ t/l, definit ca raport între pasul rețelei t și coarda profilului l. Influența acestui parametru asupra caracteristicilor turbinei se poate studia fie pe rețelele plane de profile dispuse în tunele aero sau hidrodinamice [1], [3], fie pe turbine de foraj, prevăzute cu un număr redus de trepte, în stațiuni pentru încercări de laborator [1], [2]. Prima din cele două metode, prezintă avantajul obținerii unui volum mare de informații în timp relativ scurt cu cheltuieli reduse. Trecerea de la caracteristicile rețelei plane de profile la caracteristicile turbinei de foraj, se poate face prin metoda grafo-analitică [4]. În același timp, studiile efectuate pe rețele plane de profile, prezintă dezavantajul că neglijează fenomenele complexe care au loc în funcționarea turbinei reale, astfel încît curbele caracteristice determinate pe această cale necesită anumite corecții. Studiile și cercetările efectuate pe turbine de foraj în stațiuni de laborator oferă rezultate care pot să fie transpuse direct turbinei reale. Metoda este dezavantajoasă prin faptul că realizarea treptelor de turbină, cu precizia cerută și în mai multe variante, conduce la cheltuieli mari de materiale și în special de manoperă.

Prezentul studiu s-a efectuat, prelucrînd rezultatele cercetărilor experimentale asupra rețelelor plane de profile TF I și TF II obținute în Laboratorul de mașini hidraulice din Timișoara [3]. Astfel pentru rețelele plane de profile TF I și TF II, avînd $t/l \neq$ ct și $\beta_s =$ ct, au fost trasate curbele de de-

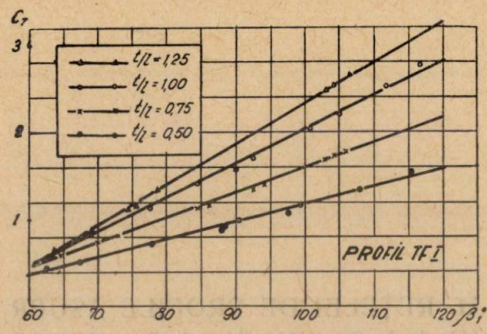


Fig. 1. Dependența $C_T = f(\beta_1)$ pentru rețele plane formate din profile TF I.

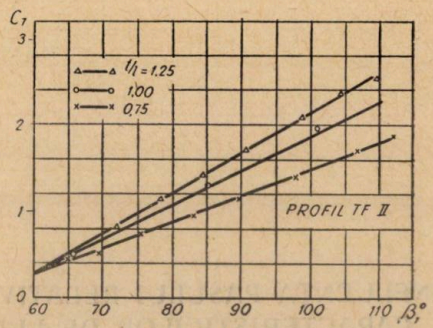


Fig. 2. Dependența $C_T = f(\beta_1)$ pentru rețele plane formate din profile TF II.

pendență a coeficientului forței tangențiale C_T de unghiul de intrare al curentului β_1 (fig. 1 și fig. 2). Coeficientul forței tangențiale C_T s-a definit în [5]. În cazul ambelor rețele de profile se observă că dependența $C_T = f(\beta_1)$ pentru t/l = ct este liniară, iar valoarea coeficientului forței tangențiale C_T, pentru β_1 = ct, crește odată cu creșterea valorii pasului relativ t/l.

Tot odată s-a reprezentat dependența unghiului de ieșire β_2 al curentului din rețeaua plană de profile în funcție de unghiul de intrare β_1 pentru rețelele formate din profile TF I (fig. 3), respectiv din profile TF II (fig. 4). Parametrul acestor reprezentări este pasul relativ. Din curbele $\beta_2 = f(\beta_1)$ reiese că între unghiurile β_1 și β_2 există o dependență liniară cu o pantă foarte mică pentru fiecare valoare t/l = ct. Din aceleași curbe se observă că odată cu creșterea pasului relativ unghiul β_2 crește pentru β_1 = ct.

Faptul că unghiul β_2 crește odată cu valoarea unghiului β_1 la t/l = ct, confirmă ipotezele teoretice din teoria stratului limită [8], și completează ipotezele făcute ce către B. G. Liubimov și A. N. Sindin [2] în baza analizei curbelor caracteristice adimensionale $\bar{M} = f(\bar{n})$, obținute în laborator prin încercări pe turbine de foraj.

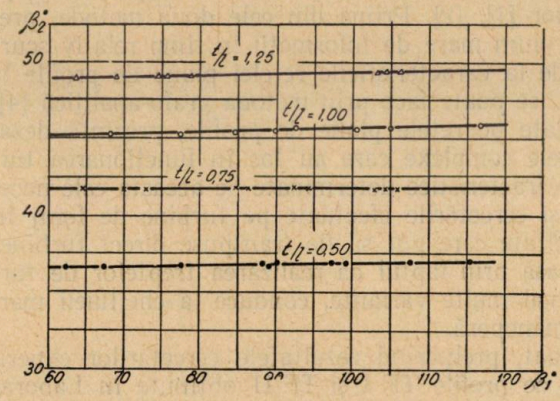


Fig. 3. Dependența $\beta_2 = f(\beta_1)$ pentru rețele plane formate din profile TF I.

Valoarea pasului relativ optim poate fi obținută cu certitudine pe baza măsurătorilor experimentale pentru fiecare rețea de profile în parte, prin determinarea coeficientului de pierdere ζ în funcție de unghiul β_1 admițînd ca parametru pasul relativ [3]. Pentru nevoile practice este utilă re-

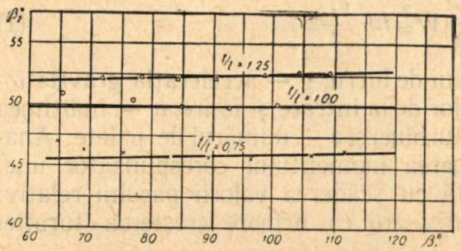


Fig. 4. Dependența $\beta_2 = f(\beta_1)$ pentru rețele plane formate din profile TF II.

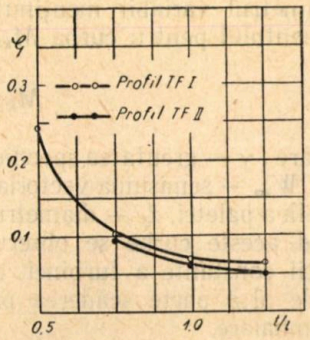


Fig. 5. Dependența $\zeta = f(t/l)$ pentru rețele plane formate din profile TF I și TF II.

prezentarea $\zeta = f(t/l)$ menținînd $\beta_1 = ct$, deoarece pune în evidență domeniul de variație al pasului relativ corespunzător zonei de pierderi minime. Astfel de curbe au fost reprezentate în fig. 5, pentru rețelele de profile TF I și TF II, avînd $\beta_1 = 90°$ respectiv $\beta_1 = 95°$ și $t/l \neq ct$. Unghiurile β_1 considerate corespund pierderilor minime în rețelele plane de profile luate în studiu. Din analiza curbelor $\zeta = f(t/l)$ (fig. 5), reiese că atît în cazul profilelor TF I cît și al profilelor TF II, pasul relativ corespunzător pierderilor minime în domeniul studiat este $t/l = 1{,}25$.

Valorile C_T, β_1 și β_2, determinate pe cale experimentală pe rețele de profile pot fi utilizate la calculul pasului relativ optim, după metoda indicată de Liubimov [1].

Utilizînd rezultatele experimentale [3], prezentate în cele de mai sus și metoda grafo-analitică de determinare a curbelor caracteristice ale turbinelor de foraj [4], s-au trasat curbele caracteristice $M_{k=1} = f(n)$ pentru o treaptă a unei turbine de 7½ inch, lucrînd cu un debit de apă $Q = 25$ l/s, echipată cu o rețea de profile TF I (fig, 6) respectiv cu rețea de profile TF II (fig. 7).

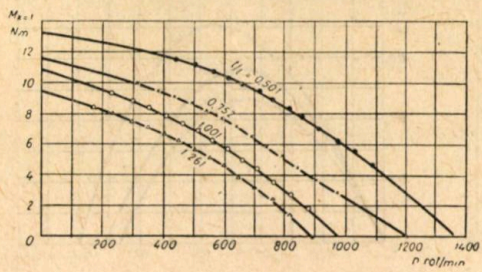


Fig. 6. Caracteristica $M_{k=1} = f(n)$ pentru turbine de 7½ inch echipate cu palete avînd profilul TF I.

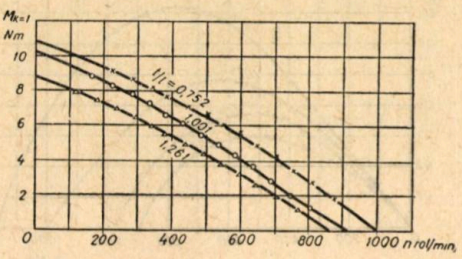


Fig. 7. Caracteristica $M_{k=1} = f(n)$ pentru turbine de 7½ inch echipate cu palete avînd profilul TF II.

Parametrul variabil menţinut în ambele cazuri este pasul relativ. Valorile momentului pentru curba $M_{k=1} = f(n)$ s-au calculat cu relaţia [4]:

$$M_{k=1} = C_T \frac{\gamma}{2g} W_\infty^2 hl \frac{d_t}{2} z \tag{1}$$

în care: γ — greutatea specifică a fluidului de lucru, g — acceleraţia gravitaţională, W_∞ — semisuma vectorială a vitezelor de la intrare şi ieşire, h — înălţimea radială a paletei, d_t — diametru mediu al turbinei şi z — numărul de palete. Analizînd aceste curbe se observă că valoarea momentului corespunzător unei turaţii constante a turbinei, creşte odată cu scăderea valorii pasului relativ. Pe de altă parte scăderea pasului relativ are ca urmare creşterea turaţiei de ambalare.

Curbele caracteristice $P_{k=1} = f(n)$ corespunzătoare unei trepte a aceleiaşi turbine, echipată cu profile TF I (fig. 8) respectiv TF II (fig. 9), au fost calculate cu relaţia:

$$P_{k=1} = M_{k=1} \frac{\pi n}{30} \tag{2}$$

în care n este turaţia la arborele turbinei. Din analiza curbelor $P_{k=1} = f(n)$, reiese că odată cu scăderea valorii pasului relativ puterea pentru o treaptă a turbinei creşte, iar punctul de putere maximă se deplasează de la turaţii mai mici spre turaţii mai mari. Se remarcă de asemenea că este satisfăcută cu o bună aproximaţie şi în acest caz relaţia teoretică între turaţia corespunzătoare regimului de putere maximă (n_p) şi turaţia de ambalare (n_a): $n_p = 2n_a$ indiferent de valoarea pasului relativ.

Utilizînd valoarea determinată experimental pentru coeficientul de rezistenţă locală ζ [3], prin metoda grafo-analitică [4], s-au determinat pierderile hidraulice în reţeaua de profile a unei trepte ($h_{k=1}$), corespunzătoare diferitelor valori ale turaţiei. Relaţia de calcul utilizată este:

$$h_{k=1} = 2\zeta \frac{v_m^2}{2g} \tag{3}$$

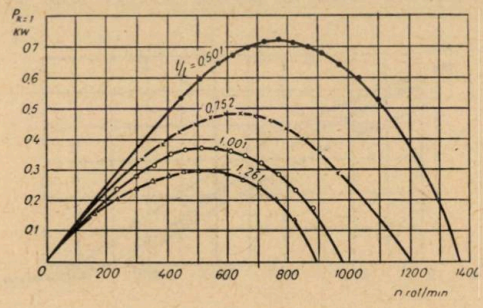


Fig. 8. Caracteristica $P_{k=1} = f(n)$ pentru turbine de 7½ inch echipate cu palete avînd profilul TF I.

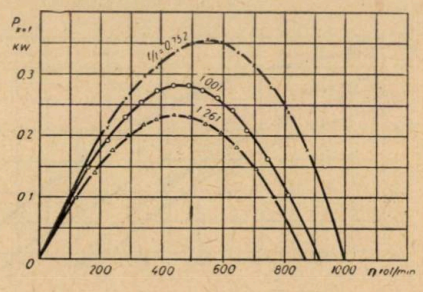


Fig. 9. Caracteristica $P_{k=1} = f(n)$ pentru turbine de 7½ inch echipate cu palete avînd profilul TF II.

în care v_m este viteza axială a curentului în amonte de rețeaua de profile. Din curbele $h_{k=1} = f(n)$ trasate pentru turbina echipată cu paletele având profilul TF I (fig. 10) și profilul TF II (fig. 11) se observă că valorile minime ale pierderilor cresc relativ puțin pentru n = ct, în cazul variației pasului relativ de la $t/l = 1{,}25$ la $t/l = 0{,}75$ și au o creștere foarte mare cînd pasul relativ scade pînă la valoarea $t/l = 0{,}5$. În acest caz creșterea pierderilor se poate explica prin aceea că odată cu scăderea valorii pasului relativ de la $t/l = 0{,}75$ la $t/l = 0{,}5$ cresc în mare măsură pierderile prin frecare în canalul interpaletar. Totodată crește energia pierdută prin mișcări secundare în zona extremităților paletei, provocată de diferența de presiune între intradosul și extradosul a două palete care formează canalul.

Cu ajutorul curbelor $h_{k=1} = f(n)$ se poate stabili valoarea pasului relativ optim corespunzător unei anumite turații n impusă turbinei.

În cele de mai jos se va încerca o comparație a rezultatelor obținute pe cale grafo-analitică cu rezultatele măsurătorilor efectuate pe turbine de foraj în laborator. B. G. Liubimov și A. N. Șindin [2] prezintă caracteristicile unor turbine pentru foraj de 9 inch, lucrînd cu un debit $Q = 45$ l/s de apă, echipate cu palete avînd un anumit profil și $t/l \neq$ ct. Pentru a putea compara rezultatele obținute prin cele două metode s-au determinat caracteristicile adimensionale ale turbinelor echipate cu profile TF I și TF II, prin metoda

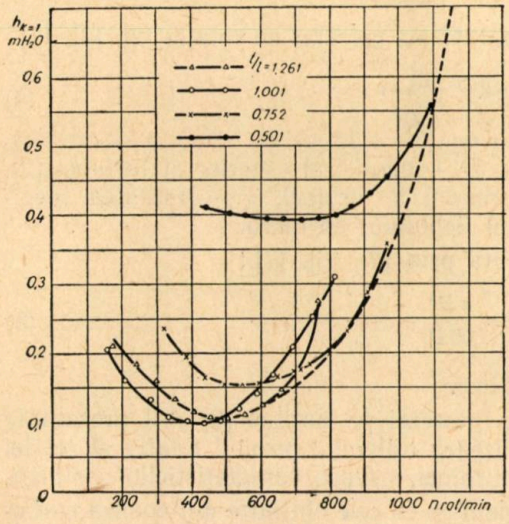


Fig. 10. Dependența $h_{k=1} = f(n)$ pentru turbine de 7½ inch echipate cu palete avînd profilul TF I.

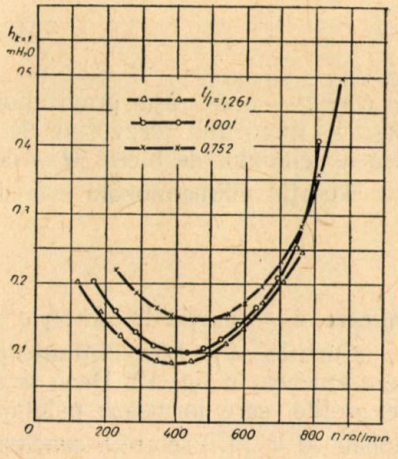


Fig. 11. Dependența $h_{k=1} = f(n)$ pentru turbine de 7½ inch echipate cu palete avînd profilul TF II.

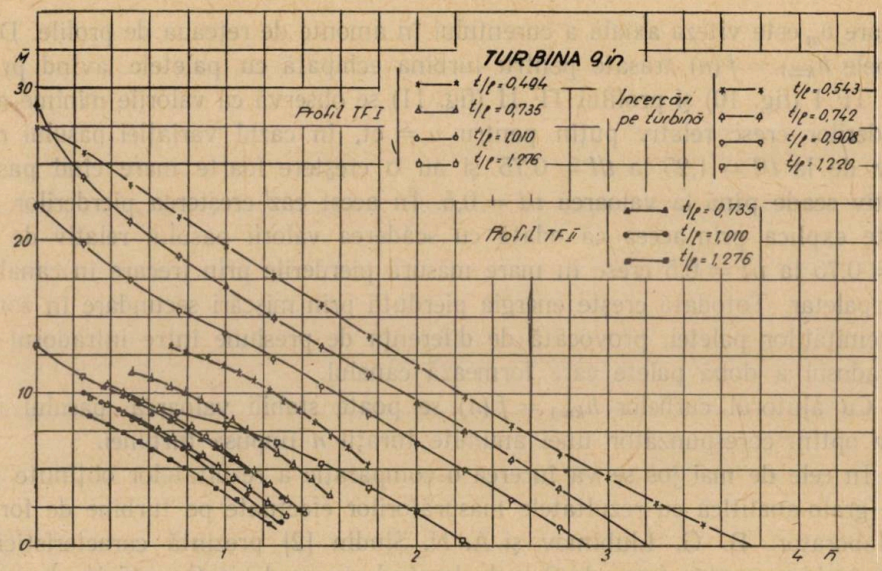


Fig. 12. Caracteristica $M_{k=1}=f(n)$ pentru turbine de 9 inch echipate cu palete avînd profilul TF I respectiv TF II determinate analitic şi determinări experimentale pe turbine în laborator [2].

propusă de către D. A. Voitaşevski [6] şi aplicată de către A. N. Şindin şi B. G. Liubimov [2], [7], pentru turbine de foraj de 9 inch, lucrînd cu un debit de apă $Q = 45$ l/s (fig. 12).

Valoarea momentului adimensional $\overline{M}$ s-a calculat cu relaţia [2], [6], [7] :

$$\overline{M} = \frac{2\pi g D}{\gamma} \frac{M_{k=1}}{Q^2} \tag{4}$$

în care g — acceleraţia gravitaţională, D — diametrul exterior al turbinei [2], $M_{k=1}$ — momentul dezvoltat de o treaptă a turbinei, γ — greutatea specifică a lichidului de lucru, Q — debitul lichidului de lucru.

Turaţia adimensională este definită prin [2], [6], [7] :

$$\overline{n} = \frac{n D^3}{60 Q} \tag{5}$$

în care n = turaţia la arborele turbinei.

Curbele $\overline{M} = f(\overline{n})$ obţinute prin încercări pe turbine [2] sînt prezentate de asemenea în fig. 12. Dacă se analizează influenţa pasului relativ al reţelei de profile, care formează paletajul turbinei, asupra caracteristicilor adimensionale $\overline{M} = f(\overline{n})$ se obţin concluzii identice cu cele obţinute din analiza curbelor $M_{k=1}= f(n)$ din fig. 6 şi fig. 7. Atît la curbele obţinute pe cale grafo-analitică, separat pentru turbine echipate cu reţele de profile TF I şi separat pentru cele echipate cu reţele de profile TF II, cît şi la curbele obţinute prin

încercări pe turbină, se observă o tendință de micșorare a pantei curbei $\overline{M} = f(\overline{n})$ odată cu creșterea valorii pasului relativ. Acest lucru este explicabil prin faptul că odată cu mărirea valorii pasului relativ, deviația curentului în rețea se micșorează, conducînd la scăderea momentului dezvoltat. Totodată pierderile de energie prin rețea scad foarte puțin față de valorile mai mici ale pasului relativ, în domeniul $t/l \geqslant 0{,}75$. Ținînd seama de faptul că asupra rețelelor plane de profile nu s-au putut efectua măsurători la valori mari și mici ale unghiului de intrare β_1, datorită limitelor impuse de instalație [5], [3], curbele $\overline{M} = f(\overline{n})$ determinate prin metoda grafo-analitică nu s-au putut calcula în zona turațiilor mici respectiv a turației de ambalare a turbinei fiind extrapolate în această zonă. Valorile momentul adimensional $\overline{M}$ corespunzătoare pentru $\overline{n} = \text{ct}$, determinate prin cele două metode, nu se suprapun la nici o valoare $t/l = \text{ct}$ deși acestea sînt foarte apropiate sau chiar egale, din cauza că profilele utilizate au avut caracteristici geometrice diferite. Un alt factor care a condus la obținerea unor valori diferite ale momentului $\overline{M}$ pentru $t/l = \text{ct}$ și $\overline{n} = \text{ct}$ este unghiul de așezare al rețelei de profile care a avut valori diferite în cazul celor trei rețele de profile luate în considerare.

Pentru a pune în evidență influența pasului relativ asupra căderilor de presiune în turbină, s-a calculat pentru o treaptă a turbinei, valoarea căderii de presiune $\overline{H}$ exprimată adimensional [7], cu ajutorul relației:

$$\overline{H} = \frac{Hg D^4}{Q^2} \tag{6}$$

în care H este căderea utilă de presiune într-un etaj al turbinei calculată cu relația:

$$H = \frac{75 M_{k=1} \omega}{\gamma Q} \tag{7}$$

Utilizînd valorile pierderilor de presiune corespunzătoare fiecărei turații determinate cu relația (3), precum și relația (6), s-au calculat căderile totale de presiune $\overline{H}_t$ exprimate prin:

$$\overline{H}_t = \overline{H} + \overline{h}_{k=1} \tag{8}$$

Valorile căderilor utile de presiune $\overline{H}$, precum și căderile totale de presiune $\overline{H}_t$, au fost reprezentate în fig. 13 și fig. 14 în funcție de turația adimensională $\overline{n}$, separat pentru turbine echipate cu profile TF I și cu profile TF II. În fig. 13 s-au trasat și curbele $\overline{H}_t = f(\overline{n})$ obținute prin încercări pe turbine [2]. Din analiza acestor curbe reiese, pentru oricare din categoriile de turbine echipate cu același profil, că la $\overline{n} = \text{ct}$, odată cu scăderea pasului relativ crește valoarea căderii de presiune $\overline{H}_t$ iar pentru $t/l = 0{,}5$ și valoarea pierderilor de presiune $\overline{h}_{k=1}$. Din curbele $\overline{H}_t = f(\overline{n})$ pentru turbine echipate cu rețele de profile TF I sau TF II (fig.13 și fig.14) se observă că odată cu creșterea valorii pasului relativ apare o tendință de aplatizare a curbei. Această constatare este confirmată prin rezultatele obținute pe turbine (fig. 13) [2].

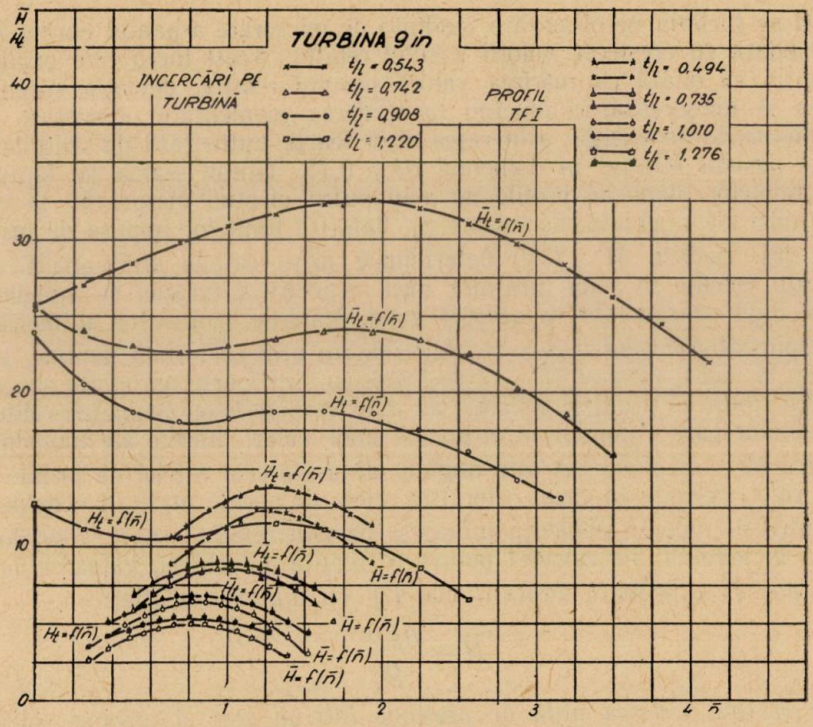


Fig. 13. Dependențele $h_{k=1} = f(n)$ și $H_t = f(n)$ pentru turbine de 9 inch echipate cu palete avînd profilul TF I determinate analitic și determinări experimentale pe turbine în laborator [2].

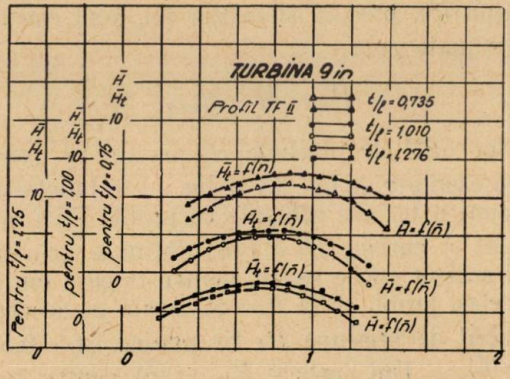


Fig. 14. Dependențele $h_{k=1} = f(n)$ și $H_t = f(n)$ pentru turbine de 9 inch echipate cu palete avînd profilul TF II.

Tendința de aplatizare a curbelor apare mai accentuată la valori mari ale pasului relativ, deoarece în acest caz valoarea coeficientului de pierdere are o tendință de creștere mai mare la variația unghiului β_1 față de cazul valorilor reduse ale pasului relativ $t/l = 0{,}5$) [3]. Valorile diferite ale căderilor de presiune în cazul celor trei grupuri de turbine analizate se datoresc acelorași diferențe care au fost precizate pentru diferitele valori ale momentului $\bar{M}$.

CONCLUZII

1. Influența pasului relativ asupra curbelor caracteristice ale turbinelor de foraj poate fi studiată fie plecînd de la caracteristicile energetice ale rețelelor plane de profile, determinate experimental, care apoi prin metoda grafo-analitică se transpun la turbina de foraj, fie prin măsurători directe pe turbine.

2. Din analiza curbelor caracteristice ale turbinelor lucrînd cu același profil, dispus la $t/l = \text{ct}$ și $Q = \text{ct}$ obținute prin oricare din cele două metode reiese că:

— odată cu scăderea valorii pasului relativ, valoarea momentului corespunzător unei turații constante crește. În același timp crește și turația de ambalare;

— deplasarea în zona turațiilor mari, a punctului de putere maximă al curbelor $P_{k=1} = f(n)$, se realizează odată cu scăderea valorii pasului relativ;

— odată cu creșterea valorii pasului relativ căderea de presiune pe turbină scade iar curbele $\bar{H} = f(\bar{n})$ au o tendință de aplatizare

3. Studiul prezentat este util și aplicabil în proiectarea turbinelor de foraj.

BIBLIOGRAFIE

1. G. A. Liubimov, B. G. Liubimov: *Teoria i rasciot osevîh mnogopenciatîh turbin turboburov.* Gostoptehizdat, Leningrad 1963
2. B. G. Liubimov, A. N. Sindin: O vlieanii gustotî reșetki profilei na haracteristiku turbinî. Trudî VNIIBT, Vîpusk XVI, Turboburî, Nedra, Moscova 1966
3. V. Anton, I. Santău: Cercetări asupra unor rețele de profile pentru turbine de foraj Buletinul științific și tehnic al I. P. T. Tom 14 (28) Fasc. 1 1969 pag. 161 — 175.
4. I. Santău: Determinarea pe cale grafo-analitică a curbelor caracteristice $M=f(n)$ și $P=f(n)$ pentru turbinele de foraj Buletinul științific și tehnic al I. P. T. Tom 14 (28) Fasc. 1 1969 pag. 235 — 248
5. V. Anton, I. Santău: Einfluss des Schaufelwinkels β_s auf die Kennwerte des Schaufelgitters bestehend aus Profilen MHT-1 Hydro-Turbo 1967, 21 — 23 septembrie 1967 Marianske Lazne, CSSR
6. D. A. Voitasevschi: Rasciot i issledovania ghidrodinamiceskih reșetok. Trudî VIGM, vîpusk XVI, Mașghiz Moscova 1953
7. A. N. Sindin, B. G. Liubimov: Primenenie bezrazmernîh haracteristik v issledovanieah turbin turboburov. Trudî VNIIBT Vîpusk XVI Turboburî, Nedra, Moscova 1966
8. H, Schlichting: Grenzschicht-theorie. Verlag G. Braun Karlsruhe 1958.

ВЛИЯНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ШАГА РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ НА РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОБУРОВ

(РЕЗЮМЕ)

Исходы их характеристик плоских решеток профилей полученных экспериментальным путем, определяются графо-аналитическим методом, характеристичные кривые турбобуров, при переменном относительном шаге.

Анализируя, полученные этим путем, характеристичные кривые турбобуров, было выявлено влияние относительного шага решетки профилей на характеристики турбины.

Работа дает данные которые могут быть полезны при проектировании турбобуров.

EINFLUSS DES TEILUNGSVERHÄLTNISSES DES SCHAUFELGITTERS, AUF DIE BETRIEBSKENNLINIEN DER BOHRTURBINEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Ausgehend von den experimentell aufgestellten Kennlinien der ebenen Schaufelgitter, werden in der Arbeit, mit Hilfe eines graphisch-analytischen Verfahrens, die Kennlinien der mit variablen Teilungsverhältnis arbeitenden Bohrturbinen ermittelt.

Eine Analyse der auf diesem Wege aufgestellten Kennlinien der Bohrturbinen, ermöglicht die Hervorhebung des Einflusses der Gitterteilung auf die Turbinenkennlinien.

Die Arbeit bringt praktisch verwendbare Daten welche besonders den Projektanten von Bohrturbinen interessieren.

METODA DE CALCUL A FORȚELOR DE PRESARE LA FORJAREA CU FIBRAJ CONTINUU A ARBORILOR COTIȚI MARI

II. CALCULUL PRESIUNII MEDII ADIMESIONALE DE FORJARE*

DE

A. NANU, L. COMAN

Se consideră cazul presării corpului plastic între plăci plane paralele (fig. 1). Din motive de simetrie s-a reprezentat numai un sfert de secțiune. Familia de linii de alunecare care radiază din A este o familie de linii prime de alunecare, iar cea ortogonală, familie de linii secunde de alunecare.

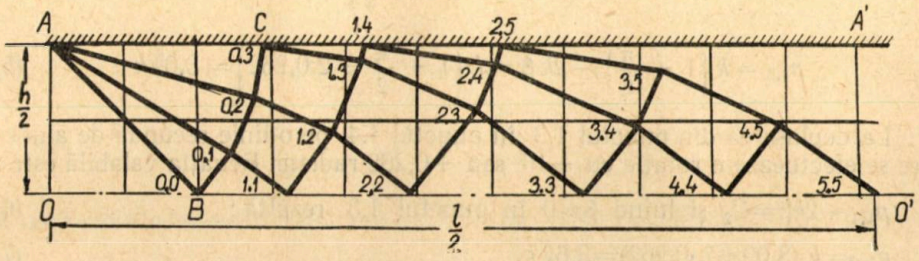


Fig. 1. Familia liniilor de alunecare la presare între plăci plane paralele.

Pentru calculul tensiunilor la limita de curgere se utilizează ecuațiile lui Hencky [1], [2].

$$\left.\begin{aligned} p+2k\beta &= C_1 \text{ — constant în lungul unei linii prime de alunecare} \\ p-2k\beta &= C_2 \text{ — constant în lungul unei linii secunde de alunecare} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

în care: p — tensiunea normală; k — tensiunea maximă de tăiere.

Tensiunea normală $p_{0.3}$ în punctul 0.3 se determină prin deplasare din punctul 0.0 pe linia secundă de alunecare 0.0—0.3, pe care

$$p - 2k\beta = C_2$$

* În calculele efectuate se operează cu valori medii adimensionale pentru a nu fi legați de un anumit sistem de unități.

În punctul 0.0 se consideră $\beta=0$ și $p=k$ așa încît rezultă:

$$k-0=C_2$$

sau

$$C_2=k$$

deci:

$$p=k\,(1+2\beta) \text{ pe linia } 0.0-0.3. \tag{2}$$

În timpul deplasării din 0.0 în 0.3 se efectuează o rotație în sens pozitiv cu $\frac{\pi}{4}$ și prin urmare în 0.3 rezultă:

$$p=k\left(1+2\frac{\pi}{4}\right)=2{,}57\ k \tag{3}$$

Tensiunea normală $p_{1.4}$ se determină printr-o deplasare din punctul 0.3 în 1.3 în lungul unei linii prime de alunecare. Rotația se efectuează în sens negativ cu $-15°$ sau 0,262 rad.

Ecuația valabilă este:

$$p+2k\beta=C_1 \tag{4}$$

Considerînd $\beta=0$ în 0.3 rezultă valoarea constantei C_1

$$C_1=p_{0.3}=k\left(1+\frac{\pi}{2}\right)$$

și

$$p_{1.3}=k\left(1+\frac{\pi}{2}\right)-2k\beta=k\left(1+\frac{\pi}{2}+2.0{,}262\right)=3{,}09k \tag{5}$$

La deplasarea din punctul 1.3 în punctul 1.4 pe o linie secundă de alunecare se efectuează o rotație cu $+15°$ sau $+0{,}262$ radiani. Ecuația valabilă este:

$p_{1.4}-2k\beta=C_2$ și luînd $\beta=0$ în punctul 1.3 rezultă: (6)

$$p_{1.4}=k\,(3{,}09+2\cdot 0{,}262)=3{,}62\,k. \tag{7}$$

În mod analog pentru punctul 2.5 se obține valoarea

$$p_{2.5}=4{,}668\,k. \tag{8}$$

Distribuția tensiunii în blocurile rigide aderente nu poate fi calculată; se poate calcula numai tensiunea medie verticală pe suprafața de contact cu plăcile.

Se consideră că limita unui bloc rigid este de exemplu linia IL (fig. 2).

Forța verticală pe δ_s este:

$$\delta F=(k\sin\beta+p_s\cos\beta)\,\delta s \tag{9}$$

și prin integrare:

$$F=k\int\sin\beta\,ds+\int p_s\cos\beta\,ds \tag{10}$$

integrală efectuată pe o linie primă de alunecare. Dar,

$$LI = k\int dy + \int p_s\,dx \tag{11}$$

Din ecuațiile lui Hencky

$$p_s = p_I + 2k\beta \tag{12}$$

în care β este mărimea rotației din I în L și deci:

$$F + k\frac{h}{2} + 2k\int\left(\frac{p_I}{2k} + \beta\right)\cos\beta\,ds = k\frac{h}{2} + \\ + 2k\left[\frac{p_I}{2k}\int dx + \int\beta\,dx\right] \tag{13}$$

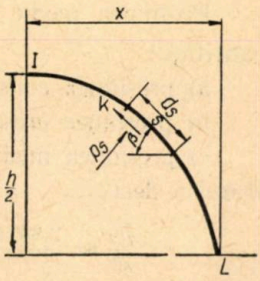


Fig. 2. Limita IL a unui bloc rigid.

$$\frac{F}{2k} = \frac{h}{4} + \frac{p_I}{2k}X + \int\beta\,dx \tag{14}$$

Presiunea medie adimensională de forjare este:

$$\frac{\overline{p}}{2k} = \frac{2I + \frac{h}{2}}{2X} + \frac{p_I}{2k} \tag{15}$$

în care $I = \Sigma\,\beta\Delta x$ care se poate lua din figură, iar $\overline{p}$ este presiunea medie verticală care acționează pe blocurile rigide.

Pentru exemplificare se calculează presiunea medie de forjare în cazul presării între plăci plane paralele pentru $\frac{l}{h} = 5{,}56$. Mărimile calculate s-au trecut în tabelul 1.

Tabelul 1

Linia	5.5.—4.5	4.5.—3.5	3.5.—2.5
Δx	1,4	1,6	2,3
β rad	0,654	0,393	0,131
$\beta\cdot\Delta x$	0,916	0,628	0,301
$I=\Sigma\beta\Delta x$		1,845	
$X=\Sigma\Delta x$		5,3	
$\frac{h}{2} = 2$ (măsurat conform caroiajului)			

Presiunea medie pe blocul rigid central este:

$$\frac{\overline{p}}{2k} = \frac{2\cdot 1{,}845 + 2}{2\cdot 5{,}3} + \frac{4{,}668}{2} = 2{,}871 \tag{16}$$

Presiunea medie adimensionată pe placă $\frac{\overline{p}_y}{2k}$ este media următoarelor cantităţi :

a) presiunea constantă pe A—0.3,

b) presiunea crescătoare din 0.3—2.5,

c) presiunea medie pe blocul rigid 2.5—5.5.

Rezultă deci :

$$\frac{\overline{p}_y}{2k} = \frac{2{,}83 \cdot 1{,}29 + 3{,}2\,(1{,}29 + 2{,}334)\,2 + 5{,}3 \cdot 2{,}871}{2{,}83 + 3{,}2 + 5{,}3} = \frac{24{,}67}{11{,}83} \cong 2{,}18 \qquad (17)$$

În cazul braţului de arbore (fig. 3) tensiunea normală în punctul B are valoarea :

$$p'_B = k\left(1 + 2\frac{\pi}{4}\right) = 2{,}57\,k \qquad (18)$$

valabilă în punctul $B—\Delta x$.

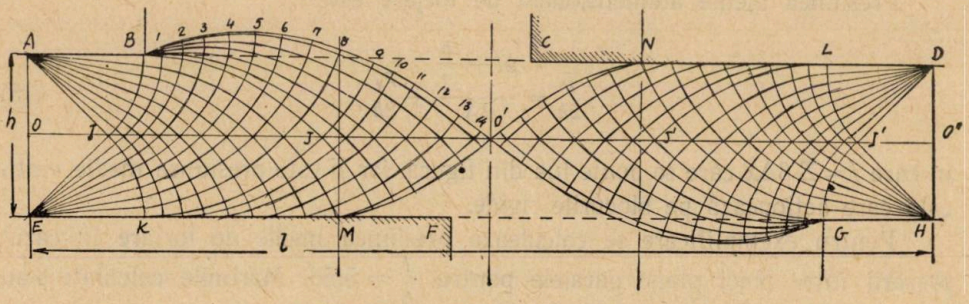


Fig. 3. Diagrama liniilor de alunecare.

În punctul $B+\Delta x$ rotaţia unghiulară este $\frac{\pi}{4} + \alpha$ unde măsurat este 24° ≈ ≈0,418 radiani. Variaţia unghiulară totală este $\frac{\pi}{4} + 0{,}418 = 1{,}202$ radiani.

$$p''_B = k\,(1 + 2 \cdot 1{,}202) \cong 3{,}4\,k. \qquad (19)$$

Se observă că în colţul matriţei apare o discontinuitate a tensiunii, determinată de discontinuitatea unghiulară a liniilor de alunecare.

Presiunea medie adimensională de forjare calculată pe linia $B \cdot 5$ este :

$$\frac{p_{B\cdot 5}}{2k} = \frac{2\,I + h_{B\cdot 5}}{2X} + \frac{p_B}{2k} \qquad (20)$$

(Se observă că în punctul 5 tangenta la linia de alunecare este orizontală) unde

$$I = \Sigma\,\beta\,\Delta x \text{ şi } X = \Sigma\,\Delta x.$$

Unghiurile α și segmentele se măsoară pe diagrama liniilor de alunecare (fig. 3) executată în scară pe hîrtie milimetrică. Mărimile calculate s-au trecut în tabelul 2.

Tabelul 2

Segmentul	B.1	1.2	2.3	3.4	4.5
Δx	15	18	18	22	24
$\beta°$	24°	16°	16°	8°30′	2°45′
β rad.	0,418	0,279	0,279	0,148	0,048
$\beta\Delta x$	6,28	5,02	5,02	3,25	1,15
$I=\Sigma\beta\Delta x$		20,72			
$X=\Sigma\Delta x$		97			
$h_{B\cdot5}=22$					

$$\frac{p_{B\cdot5}}{2k}=\frac{2\cdot20{,}72+22}{2\cdot97}+\frac{3{,}4}{2}=2{,}26. \tag{21}$$

Presiunea normală în punctul 5 se calculează pe o linie primă de alunecare, pe care:

$$p+2\beta k=C_1 \tag{22}$$

în care $p=p_B=3{,}4k$ și $\beta=0$ deci $C_1=3{,}4k$. Variația unghiulară din B în 5 este de —24° sau —0,419 radiani. Rezultă deci:

$$p_5=(3{,}4+2\cdot0{,}419)\,k=4{,}238k. \tag{23}$$

Presiunea medie adimensională de forjare $\frac{\overline{p}_{50'}}{2k}$ se calculează ca mai sus rezultînd valorile trecute în tabelul 3:

Tabelul 3

Segment	5.6	6.7	7.8	8.9	9.10	10.11	11.12	12.13	13.14	14.0′
Δx	23	27	24	29	18	18	21	19	19	9
$\beta°$	5°30′	9°30′	19°	22°	22°30′	29°30′	34 30′	35°	38°	38°30′
β rad.	0,096	0,162	0,322	0,384	0,393	0,525	0,602	0,611	0,664	0,670
$\beta\Delta x$	2,21	4,38	7,75	11,1	7,08	9,26	12,65	11,6	12,6	6,02
$I=\Sigma\beta\Delta x$					84,65					
$X=\Sigma\beta\Delta x$					207					
h_{50}					93					

$$\frac{\overline{p}_{50}}{2k}=\frac{2\cdot84{,}65+93}{2\cdot207}+\frac{4{,}238}{2}=2{,}752. \tag{24}$$

Presiunea medie adimensională de forjare este:

$$\frac{\overline{p}_y}{2k}=\frac{\frac{2{,}57}{2}100+2{,}26\cdot97+2{,}752\cdot207}{100+97+207}=2{,}26. \tag{25}$$

CONCLUZII

Analizînd rezultatele calculului presării între plăci plane paralele a unui corp plastic cu raportul $\frac{l}{h} = 5{,}56$ foarte apropiat de acela al braţului de manivelă studiat se constată că în primul caz rezultă pentru presiunea medie adimensională de forjare valoarea $\frac{p_y}{2k} = 2{,}18$ iar la braţul de arbore $\frac{p_y}{2k} = 2{,}26$ ceea ce reprezintă o eroare mai mică de 4%.

Avînd în vedere ipotezele simplificatoare se consideră că această eroare este suficient de mică şi consideraţiile făcute pe cale intuitivă în partea I a lucrării [1] se verifică şi prin calcul.

BIBLIOGRAFIE

1. Nanu A. şi Coman L, Metoda de calcul a forţei lor de presare la forjare cu tibraj continu a arborilor cotiţi mari. Bul. Şt. şi tehn. al Inst. Pol. Timişoara, Seria Mecanică, Tomul ... (1970) Fasc. 1. pag. ...
2. Hencky H., Über einige statisch bestimmte Fälle des Gleichgewichts in plastischen Körpern. Zeitschrift für angew. Mathemat. und Mech. Bd 3 (1923)

МЕТОД РАСЧЕТА УСИЛИЙ СЖАТИЯ ПРИ КОВКЕ С НЕПРЕРЫВНЫМ ВОЛОКНОМ БОЛЬШИХ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

II. РАСЧЕТ СРЕДНЕГО БЕЗРАЗМЕРНОГО ДАВЛЕНИЯ КОВКИ

(РЕЗЮМЕ)

Расчитывается среднее безразмерное давление сжатия больших коленчатых валов с непрерывным волокном при помощи уравнений Генки, используя величины приведенные в первой части работы при определении графическим путем линий скольжения.

Для тела подвергнутого пластической деформации между плоскими параллельными пластинами с отношением $l/h = 5{,}56$ очень близким к отношению плеча кривошипа рассматриваемого коленчатого вала с непрерывным волокном, следует безразмерное давление сжатия $p_y/2k = 2{,}18$, а на плече вала $P_y/2k = 2{,}26$. Расчетная ошибка для вала по сравнению с пластиной меньше 4%. Это значит что в случае больших валов с непрерывным волокном сила необходимая для сжатия может быть без большой ошибки расчитана при помощи уравнений приведенных в литературе для прессовки между плоскими параллельными.

EIN VERFAHREN ZUM BERECHNEN DER DRUCKKRAFTE BEIM SCHMIEDEN VON GROSSEN KURBELWELLEN MIT UNUNTERBROCHENEM FASERVERLAUF

II. BERECHNUNG DES ADIMENSIONALEN MITTELDRUCKS BEIM SCHMIEDEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es wird der Mittelwert des adimensionalen Druckes für grosse Kurbelwellen mit ununterbrochenem Faserverlauf mit Hilfe der Hencky-Beziehungen und den im ersten Teil der Arbeit angeführten graphisch erhaltenen Grössen des Gleitlinienfeldes berechnet.

Für einen zwischen parallelen Flachplatten bildsam umgeformten Körper mit $l/h=5{,}56$, der ähnlich dem Kurbelarm der untersuchten Welle mit ununterbrochenem Faserverlauf ist, ergibt sich ein adimensionaler Druck von $p_y/2k=2{,}18$, am Wellenarm aber ist $p_y/2k = 2{,}26$. Der Berechnungsfehler an der Welle gegenüber der Platte ist kleiner als 4%. Dies bedeutet dass im Falle der grossen Kurbelwellen mit ununterbrochenem Faserverlauf, die nötige Druckkraft mit Hilfe der in der Literatur für Pressen zwischen parallelen Flachplatten abgeleiteten Beziehungen bestimmt werden kann, ohne erhebliche Fehler zu machen.

SISTEM DE CONTROL PNEUMATIC ACTIV PE MAȘINA DE RECTIFICAT PLAN TIP RP-250 *

DE

A. DREUCEANU, GH. PAULESCU

1. ÎNTRODUCERE

Este cunoscută tendința generală de mecanizare și automatizare a operațiilor auxiliare la prelucrarea pe mașini-unelte și în special automatizarea controlului, în vederea creșterii preciziei de prelucrare și a productivității.

În lucrare se prezintă rezultatele obținute la aplicarea unui sistem pneumatic de joasă presiune la controlul activ pe mașina de rectificat plan RP-250.

Principalele avantaje ale sistemului de joasă presiune la controlul activ, s-au prezentat în partea introductivă a lucrării [1]. În aceeași lucrare sînt redate și rezultatele unor prime încercări privind verificarea preciziei de oprire la cotă făcute la mașina de rectificat plan RP-250. La încercările respective s-a utilizat un montaj care asigură condiții similare cu cele din timpul așchierii propriu-zise; iar rezultatele au fost comparate cu cele obținute în aceleași condiții la controlul cu un aparat de control activ de tip electronic (Marposs).

2. DESCRIEREA INSTALAȚIEI ȘI PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE

Spre deosebire de încercările prezentate în lucrarea [1], la încercările a căror rezultate se dau în prezenta lucrare s-a așchiat efectiv. În acest scop s-a conceput și realizat un nou sistem de palpare adecvat prelucrării pe mașina de rectificat plan (fig. 1).

Aparatul de măsurare propriu-zis *1* utilizat și în lucrările [1] și [2], este fixat în corpul *2* care susține și pîrghia palpatoare *3* ce poate oscila în jurul articulației *4*. La una din extremitățile pîrghiei palpatoare este montată rola *5* din carbură metalică, iar la cealaltă extremitate arcul *6* care împreună cu arcul *7* realizează forța de măsurare. Variația dimensiunii palpate a semifa-

---

* Lucrare comunicată la a VI-a Sesiune de comunicări tehnico-științifică ICTCM București 9 — 11 Oct. 1969.

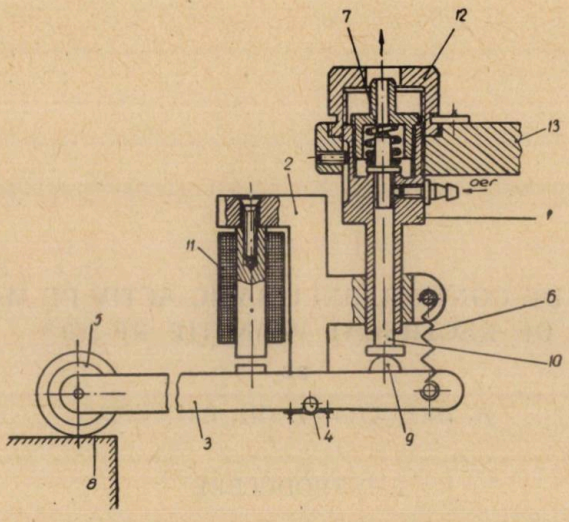


Fig. 1. Sistem pneumatic de palpare.

bricatului δ se transmite prin bila *9* la tija *10* a aparatului propriu-zis. De corpul *2* este fixat și electromagnetul *11*, care ridică pîrghia palpatoare la capetele cursei longitudinale și transversale, împiedecînd coborîrea rolei palpatoare sub nivelul suprafeței prelucrate. Comanda electromagnetului la capetele de cursă se face de către limitatoarele de cursă longitudinal *LCL* și transversal *LCT* (fig. 2). Schema generală a instalației de control activ este redată în fig. 2. După cum se observă în schema respectivă variațiile dimensiunii semifabricatului *1* determină ridicarea sau coborîrea rolei palpatoare *2*. Această mișcare se transmite prin pîrghia *3* la tija palpatoare *4*, care determină micșorarea sau creșterea secțiunii inelare *5*. Modificarea secțiunii inelare de-

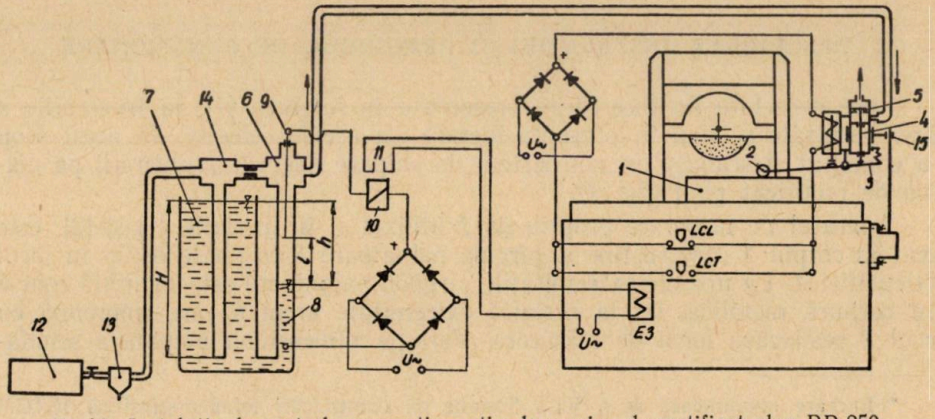


Fig. 2. Instalație de control pneumatic activ la mașina de rectificat plan RP-250.

termină o modificare corespunzătoare a presiunii aerului din camera *6* de presiune variabilă a stabilizatorului *7*.

Modificarea presiunii este indicată de tubul piezometric *8* respectiv de înălţimea *h* a coloanei de electrolit.

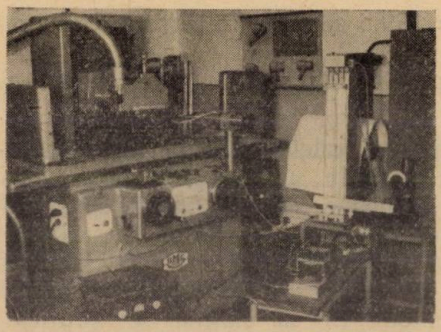
Prin etalonare corespunzătoare cu ajutorul calelor plan paralele, înălţimea *h* exprimă direct variaţia dimensiunii piesei în μm. În tubul piezometric este întrodus electrodul de reglare *9*, la o adîncime corespunzătoare cotei programate. Cînd piesa ajunge la dimensiunea programată, nivelul electrolitului în tubul piezometric ajungînd la nivelul capătului electrodului se închide circuitul electric al releului de comandă *10*, care prin contactul său normal deschis *11* închide circuitul electromagnetului *E3* al maşinii de rectificat. Acest electromagnet acţionează asupra sertăraşului de comandă electrohidraulic de oprire al ciclului automat de lucru al maşinii.

Diferenţa între nivelul iniţial şi final al coloanei electrolitului reprezintă tocmai mărimea de prelucrare. Nivelul iniţial h (fig. 2) al electrolitului din tubul piezometric se poate regla cu ajutorul unui mecanism [şurub-piuliţă prin rotirea piuliţei *12* (fig. 1) care determină coborîrea sau ridicarea întregului ansamblu al sistemului de palpare, faţă de suportul *13* (vezi şi poz. *15* — fig. 2). Suportul *13* este fixat de batiul maşinii. După reglare sistemul de palpare se rigidizează cu suportul *13* printr-un şurub de blocare nereprezentat în fig. 1. Aerul comprimat este debitat în instalaţia pneumatică de compresorul *12*, prin filtrul *13* (fig. 2). Presiunea de regim din camera de presiune constantă *14* este determinată de adîncimea *H* de cufundare tubului central din stabilizatorul de presiune. La instalaţia utilizată presiunea de regim a fost de 600 mm col. soluţie NaCl.

3. REZULTATE EXPERIMENTALE

Primele încercări s-au făcut pe o serie de 10 probe prismatice din oţel cu dimensiunile de 61×61×110 mm, probele fiind prinse de masa magnetică a maşinii. Regimul de prelucrare a fost: viteza mesei $v = 5{,}62$ m/min., avansul transversal $s_t = 5$ mm/c.d. ($s_t = 0{,}25B$ în care B este lăţimea pietrei de rectificat), avansul vertical $s_v = 5\mu$ m efectuat manual, fără lichid de răcire-ungere şi cu exhaustorul maşinii în funcţiune. Spre deosebire de fig. 2, la care sistemul de palpare a fost prins de batiu, la aceste încercări sistemul de palpare a fost fixat prin intermediul unui braţ de coloană. Prinderea braţului de coloană s-a făcut prin intermediul canalului în formă de T practic în acest scop de uzină.

La prelucrarea a trei serii de cîte 10 probe s-au obţinut amplitudini a împrăştierilor de 13,15 şi 13,5μm. Valorile respective reprezintă diferenţele între indicaţiile maxime şi minime obţinute la ortotest, la măsurarea pieselor imediat după prelucrare (piese calde). Măsurările la ortotest s-au făcut în toate cazurile la mijlocul suprafeţei prelucrate pentru a elimina influenţa abaterilor de la paralelism. Diferenţele între dimensiunile pieselor măsurate imediat după prelucrare şi în stare rece au fost de 1...6μm. S-a observat că datorită impreciziilor de execuţie a maşinii, a forţelor de frecare şi poziţiei forţei de deplasare



Fifg. 3. Vedere generală a instalației de control pneumatic activ la mașina de rectificat plan RP-250.

a coloanei față de nivelul ghidajelor se creează momente de răsturnare a coloanei de sensuri diferite în spre și dinspre masă. Ca urmare piatra de rectificat și odată cu ea instrumentul de măsurat montat pe coloană, urcă sau coboară după cum coloana se deplasează într-un sens sau altul introducînd erori de prelucrare, respectiv de măsurare. Așa de exemplu, la palparea suprafeței în cele două sensuri transversale s-au obținut variații ale indicațiilor la aparatul pneumatic de 15μm. S-a observat de asemenea că masa electromagnetică suferă deformații termice mari în urma încălzirii sale după un timp mai îndelungat de funcționare, ceea ce introduce erori de prelucrare. O altă sursă de introducere a erorilor a fost dilatarea termică a sistemului de palpare datorită încălzirii acestuia de la bobina electromagnetului său.

Pentru a elimina influențele menționate mai sus asupra preciziei de prelucrare, s-a făcut o altă serie de măsurări în condiții diferite de primele și anume:

— prelucrarea s-a făcut pe fîșii cu lățimea de 10 mm, fără avans transversal pentru a reduce timpul de prelucrare și a obține un număr mai mare de probe;

— prinderea probelor s-a făcut direct pe masa mașinii pentru a elimina influența încălzirii de la masa electromagnetică;

— sistemul de palpare a fost fixat pe batiu printr-un suport rigid (fig.3), pentru a elimina influența momentului de răsturnare a coloanei;

— electromagnetul sistemului de palpare a fost răcit cu un ventilator de masă pentru a reduce erorile date de dilatația termică a sistemului de palpare.

Rezultatele încercărilor obținute în condițiile de mai sus au fost prelucrate statistic și redate în fig. 4. *a,b.*

Din analiza comparativă a rezultatelor obținute la diferitele încercări se observă că precizia de lucru a instalației la ultima serie de încercări cu sistemul de palpare fixat de batiu, parametrii statistici sînt superiori față de parametrii obținuți la prima serie de încercări cu sistemul de palpare montat pe coloană.

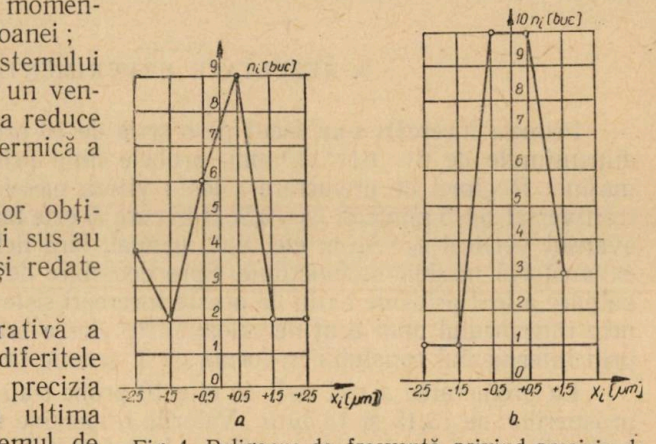


Fig. 4. Poligoane de frecvență privind precizia de deconectare la cotă pe mașina de rectificat plan RP-250:

a — fără răcirea sistemului de palpare: D=0,886μm, σ= 0,942 μm, W=3,5 μm, $\bar{X}$=1,06μm; *b* — cu răcirea sistemului de palpare: D=0,808 μm, σ=0,9 μm, W=4,4 μm, $\bar{X}$=0,02μ m.

Astfel, de exemplu, abaterile medii patratice la ultima serie de încercări sînt de $\sigma = 0{,}899$ μm. respectiv $\sigma = 1{,}409$ μm iar amplitudinea reală a împrăştierii $w = 4{,}4$ μm respectiv $w = 5{,}7$ μm faţă de $\sigma = 4{,}07 \ldots 5{,}03$ μm şi $w = 13 \ldots 15$ μm, la prima serie de încercări. La cea de a doua serie de încercări, parametrii statistici obţinuţi în condiţiile prelucrării cu răcirea electromagnetului sistemului de palpare sînt superiori parametrilor obţinuţi la prelucrarea fără răcire (fig. 4.*a*,*b*).

Considerînd rezultatele obţinute la a doua serie de încercări chiar fără răcirea electromagnetului sistemului de palpare se apreciază că precizia de prelucrare este ridicată, erorile de prelucrare fiind sub valorile toleranţelor corespunzătoare clasei I de precizie dimensională după STAS.

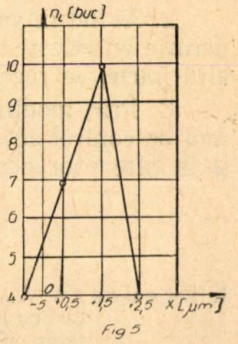


Fig 5

Fig. 5. Poligon de frecvenţă privind precizia adaosului de prelucrare la controlul pneumatic activ pe maşina de rectificat plan RP—250: $D = 0{,}886$ μm, $\sigma = 0{,}942$ μm, $w = 3{,}5$ μm, $\bar{X} = 1{,}06$ μm.

Se menţionează că la încercările amintite mai sus, poziţia electrodului de reglare a rămas fixă pentru întregul lot de 25 probe indiferent de mărimea adaosului de prelucrare. Pentru a elimina influenţa variaţiilor de temperatură atît la masa maşinii cît şi la sistemul de palpare s-a făcut a treia serie de încercări la care dimensiunile iniţiale ale probelor au fost măsurate atît la ortotest cît şi la sistemul pneumatic, programîndu-se de fiecare dată cota de deconectare la electrodul de reglare în funcţie de dimensiunea iniţială şi mărimea adaosului de prelucrare care a fost de 10 μm. Reglarea făcîndu-se după fiecare probă, erorile s-au micşorat foarte mult datorită faptului că ele au fost determinate numai de variaţiile de temperatură în intervalul de timp corespunzător prelucrării unei singure probe, evident mult mai mici decît timpul prelucrării întregului lot. La aceste ultime încercări nu s-a făcut răcirea electromagnetului sistemului de palpare cu ventilatorul de masă. Rezultatele prelucrării în aceste condiţii sînt redate în fig. 5.

Se observă că toţi parametrii statistici sînt mult superiori faţă de prelucrările precedente. Abaterea medie pătratică se reduce de la $\sigma = 1{,}409$ μm la $\sigma = 0{,}942$ μm iar amplitudinea reală a împrăştierii se reduce de la $w = 5{,}7$ μm la $w = 3{,}5$ μm. Această valoare a amplitudinii este inferioară chiar celei obţinute la răcirea sistemului de palpare cu ventilatorul de masă.

CONCLUZII

Rezultatele obţinute permit a se trage următoarele concluzii:

1. Avantajele sistemului pneumatic de joasă presiune pentru controlul automat activ, menţionate în partea introductivă şi concluziile lucrării [1] au fost confirmate prin prelucrare efectivă.

2. Avînd în vedere costul redus al instalaţiei de control pneumatic în comparaţie cu alte sisteme pe de o parte, şi precizia ridicată de prelucrare, pe de altă parte, se recomandă a se aplica pe scară industrială.

3. Prin modificări constructive adecvate ale sistemului de palpare, sistemul de control activ de joasă presiune folosit în cadrul lucrării poate fi aplicat şi la alte procedee de prelucrare prin aşchiere.

BIBLIOGRAFIE

1. Dreucean A., Paulescu Gh., Cu privire la utilizarea aparatelor pneumatice de joasă presiune la controlul automat activ pe maşini-unelte. Bul. şt. şi tehn. IPT Tom. 12 (26), Fasc. 1. 1967.
2. Dreucean A., Studiul, realizarea şi etalonarea unui aparat de măsurare pneumatic cu palpator. Bul. şt. şi tehn. IPT Tom. 8 (22), Fasc. 2, 1963.
3. Bovsunovskiĭa. Vecinikov L. V., *Mecanizarea şi automatizarea operaţiilor de control în construcţia de maşini şi aparate.* Ed. tehnică Bucureşti, 1963.
4. Wiemar A., *Pneumaticeskie izmerenia razmerov.* Maşghiz, Moskva, 1962.

ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ АКТИВНАЯ КОНТРОЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ШЛИФОВАНИЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РП-250

(РЕЗЮМЕ)

В работе приводятся результаты полученные при активной обработке на шлифовальной машине РП-250, применяя систему автоматического контроля спроектированную и сконструированную авторами. Точность обработки выше предвиденной стандартом для первого класса точности.

По сравнению с другими системами, активная пневматическая система контроля обладает повышенной точностью и пониженной себестоимостью и может быть рекомендована к применению в промышленном масштабе.

AKTIVES PNEUMATISCHES KONTROLLSYSTEM BEI FLÄCHENSCHLEIFMASCHINEN VOM TYP RP-250

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der Arbeit werden die bei effectiver Bearbeitung mit der Flächenschleifmaschine von Typ RP-250 erhaltenen Ergebnisse gezeigt, wobei ein von Verfassern aufgestelltes und erprobtes aktives selbsttätiges Kontrollsystem angewendet wird.

Die bei der Bearbeitung erhaltene Genauigkeit ist grösser als die im Stas für die 1-a Klasse der dimensionalen Präzision vorgesehene. Vergleicht man die geringen Kosten der aktiven pneumatischen Kontrollvorrichtung mit denen anderer Systeme und zieht dabei ihre hohe Präzision bei der Bearbeitung in Betracht, so ist ihre Anwendung in der Industrie zu empfehlen.

FORȚA DE TĂIERE LA FOARFECI ȘI ȘTANȚE CU MUCHII TĂIETOARE ÎNCLINATE

DE

ȘT. ROSINGER

1. TĂIEREA CU FOARFECI CU LAME ÎNCLINATE.

Pentru cazul foarfecilor cu lame înclinate literatura de specialitate [1]... ...[7], indică expresia (1) de calcul al forței de tăiere F, dedusă pe cale analitică:

$$F = \frac{g^2 \cdot \tau}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi} \tag{1}$$

în care: g — grosimea semifabricatului,
τ — rezistența la forfecare a materialului,
φ — unghiul de înclinare a lamei forfecelui.

Relația (1) exprimă forța maximă și totodată constantă ca mărime pentru cea mai mare parte a procesului, corespunzător duratei deplasării lamei foarfecelui din poziția *2* în poziția *3* (fig. 1).

Relația (1) este valabilă pentru situația în care $l_p \leqslant B$ corelație care mai poate fi exprimată sub forma

$$\frac{g}{B} \leqslant \operatorname{tg} \varphi. \tag{2}$$

Întrucît mărimea lui φ este limitată pe considerente de calitate a tăierii și evitarea unor forțe de împingere laterală prea mari ale semifabricatului, variind de regulă între 2°...6° în funcție de grosimea semifabricatului [3], [4], [6], derivă aplicabilitatea relației pentru tăieri de materiale cu valori limită ale raportului $\frac{g}{B}$ de pînă 0,03492 pentru table subțiri cu grosimea de sub 4 mm, mergînd pînă la valori de 0,10510 pentru table cu grosimi de peste 15 mm.

De aceea o limitare a aplicabilității relației (1) în funcție de o valoare absolută de 5...6 mm a grosimii semifabricatului, așa cum apare în [2], [7], este necorespunzătoare.

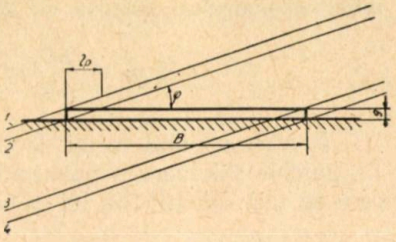


Fig. 1. Schemă de tăiere la foarfeci cu lame înclinate.

2. TĂIEREA LA ȘTANȚE CU MUCHII ACTIVE ÎNCLINATE.

La determinarea forțelor de tăiere care apar la lucrul cu asemenea ștanțe, literatura de specialitate [1], [3] indică fie o mare diversitate de relații, valabile fiecare pentru cîte un anumit caz particular, fie [2], [7] o relație generalizată de aproximare, de forma

$$F=k\cdot g\cdot l_p\cdot\tau \tag{3}$$

în care l_p — lungimea proiecției pe planul semifabricatului a liniei de contact dintre muchia activă a sculei și semifabricat, mărime determinabilă grafic sau analitic pentru diverse situații,

k — coeficient de reducere a forței ca urmare a înclinării muchiilor tăietoare ale ștanței, al cărui mărime se recomandă a se lua de 0,55...0,60 pentru $g<2$ mm și de 0,50...0,55 pentru $g=2...$ ...4 mm (în [4] se indică $k=0{,}50...0{,}65$).

Pentru cazurile în care valorile de orientare obținute prin (3) sînt nesatisfăcătoare, se va stabili valoarea forței de tăiere, transpunînd pentru cazul ștanțelor relația (1) dedusă pentru foarfeci cu lame înclinate. Acest lucru este admisibil dacă se ține seama de identitatea fazelor caracteristice ale procesului de tăiere pentru cele două cazuri.

2.a. Cazul tăierii unor elemente de contur rectiliniu, la ștanțe cu muchii obținute prin intersecția poansonului cu suprafețe plane

Se consideră un element rectiliniu de contur AB din planul semifabricatului P_1 (fig. 2) care va fi tăiat de elementul de muchie tăietoare AC situat în planul P_2 de ascuțire al poansonului. Unghiul de ascuțire φ al poansonului, se măsoară în planul ADE normal pe P_1 și P_2. Planul ABC determinat de elementul conturului de tăiere și elementul corespunzător de muchie tăietoare a poansonului, are o orientare oarecare în raport cu planul ADE, formînd față de acesta un unghi $\varkappa$. Valoarea reală φ_r a unghiului de înclinare a muchiei tăietoare în raport cu semifabricatul se deduce din relațiile care se pot stabili din triunghiurile dreptunghice ABC, ADE și ADB. Punctele D și B situate în planul P_1 reprezintă picioarele perpendicularelor coborîte pe acest plan din punctele C și E conținute în planul P_2. Dreapta CE fiind trasată paralel cu muchia diedrului, rezultă că $BC=DE$. Avem:

$$\operatorname{tg}\varphi_r=\frac{BC}{AB}=\frac{DE}{AB}=\frac{DE\cdot AD}{AD\cdot AB}=\operatorname{tg}\varphi\cdot\cos\varkappa. \tag{4}$$

Pentru calculul forței de tăiere ce apare la lucrul elementului considerat de muchie tăietoare a poansonului se va putea folosi de acum relația (1), în care se face substituția lui φ prin φ_r din (4) adică

$$F_\varkappa=\frac{g^2\cdot\tau}{2\cdot\operatorname{tg}\varphi\cdot\cos\varkappa}=0{,}5g\cdot l_p\cdot\tau \tag{5}$$

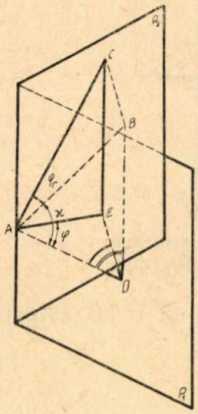


Fig. 2. Schemă de calcul al unghiului real de înclinare a muchiei tăietoare a ștanței.

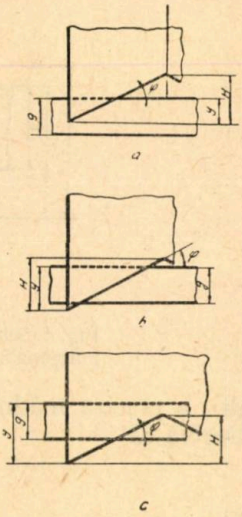


Fig. 3. Pozițiile relative dintre muchia tăietoare rectilinie a ștanței și semifabricat.

menționînd și de această dată valabilitatea expresiei (5) pentru cazul că

$$\frac{g}{l_p} \leqslant \operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \varkappa \tag{6}$$

ceea ce este forma lui (2) transpusă pentru noua situație.

În afara situației caracteristice de tăiere, analizate mai sus care intervine după străpungerea semifabricatului în grosime (fig. 3 *b*) deci $H > y < g$ mai apar situațiile:

a) de început al atacului (fig. 3 *a*), cînd $H \geqslant y \geqslant g$ în care caz forța va fi precizată prin relația:

$$F_x = \frac{y^2 \cdot \tau}{2 \operatorname{tg} \varphi_r} + \frac{(g-y) y \cdot \tau}{\operatorname{tg} \varphi_r} = \frac{y \cdot \tau}{2 \operatorname{tg} \varphi_r} (2g - y); \tag{7}$$

b) de încheiere a tăierii (fig. 3 *c*), cînd $H < y > g$ în care caz forța de tăiere se va exprima prin

$$F_x = \frac{(H - y + g)^2 \cdot \tau}{2 \operatorname{tg} \varphi_r} \tag{8}$$

Precizarea acestor expresii ale forțelor permite construirea diagramei de variație a forței pentru tot decursul procesului de tăiere al semifabricatului.

2.2. Cazul tăierii unor elemente de contur rectiliniu la ștanță cu muchii obținute prin intersecția poansonului cu o suprafață cilindrică.

Se consideră tăișul curbiliniu AB cuprins într-un plan normal pe axa suprafeței cilindrice de ascuțire a poansonului, cît și pe suprafața semifabricatului (fig. 4). Forța de tăiere va fi evident egală cu:

$$F_c = \left(\frac{l_p \cdot g}{2} + A_{haș} \right) \cdot \tau \tag{9}$$

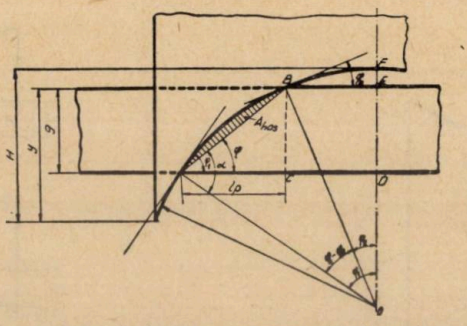


Fig. 4. Schemă de tăiere cu poanson de secţiune poligonală, ascuţit după o suprafaţă cilindrică.

Pentru a preciza mărimea l_p, se are în vedere că OAB este un triunghi isoscel. Derivă că

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{2} \tag{10}$$

şi totodată

$$\varphi_1 + \alpha - \varphi = \frac{\pi}{2}$$

în care substituind pe α dat de (10), se obţine

$$\varphi = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} \tag{11}$$

Din triunghiul dreptunghic ACB rezultă

$$l_p = \frac{g}{\operatorname{tg} \varphi}$$

sau ţinînd cont de (11)

$$l_p = \frac{g}{\operatorname{tg} \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}} \tag{12}$$

Mărimea $A_{haş}$ reprezintă aria unui segment de cerc de rază R şi corespunzător unui unghi la centru de $(\varphi_1 - \varphi_2)$. Valoarea ei este dată de

$$A_{haş} = \frac{R^2}{2}[(\varphi_1 - \varphi_2) - \sin(\varphi_1 - \varphi_2)] \tag{13}$$

Introducînd în (9) valorile obţinute în (12) şi (13), expresia forţei de tăiere ia forma

$$F_c = \left\{ \frac{g^2}{2 \operatorname{tg} \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}} + \frac{R^2}{2}[(\varphi_1 - \varphi_2) - \sin(\varphi_1 - \varphi_2)] \right\} \cdot \tau \tag{14}$$

Valoarea unghiului φ_1 şi φ_2 poate fi exprimată în funcţie de parametrii de ascuţire ai sculei (R, H), grosimea semifabricatului care se ştanţează (g) şi momentul procesului de tăiere, precizat prin pătrunderea poansonului în material (y). Din triunghiul ODA (fig. 4) rezultă

$$\varphi_1 = \arccos\left(1 - \frac{H - y + g}{R}\right) = \arccos\left(1 - \frac{H - y}{R} - \frac{g}{R}\right) \tag{15}$$

respectiv din triunghiul OEB avem

$$\varphi_2 = \arccos\left(1 - \frac{H-y}{R}\right) \tag{16}$$

Pentru situația în care muchia tăietoare formează o înclinare de unghi $\varkappa$ față de planul normal pe axa suprafeței cilindrice de ascuțire a poansonului, evident că se vor substitui valorile lui φ_1, φ_2 prin valori φ_{1r}, φ_{2r}, a căror mărime rezultă din (4).

Relația de calcul (14) se pretează la unele particularizări. O limită a valorii se obține pentru cazul că raportul $\frac{g}{R}$ tinde către zero. În acest caz din compararea relațiilor (15) cu (16) avem $\varphi_1 \cong \varphi_2$, ceea ce face ca cel de al doilea termen al expresiei (14) să se anuleze și ea să ia forma (5) cunoscută pentru cazul ștanțelor cu muchii active rectilinii, deci

$$F_c = \frac{g^2 \cdot \tau}{2 \operatorname{tg} \varphi} = 0{,}5 \cdot g \cdot l_p \cdot \tau \tag{5a}$$

Cealaltă limită de valori apare pentru situația că $g = R = H$ (cunoscînd că ascuțirile se fac cu $H \geqslant g$).

Forța maximă de tăiere apare pentru momentul $y = H$, cînd din (15) și (16) rezultă

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2}; \quad \varphi_2 = 0$$

Aceste valori particulare introduse în (14), dau

$$F_c = \left[\frac{g^2}{2 \operatorname{tg} \frac{\pi}{4}} + \frac{g^2}{2}\left(\frac{\pi}{2} - \sin\frac{\pi}{2}\right)\right] \cdot \tau = 0{,}785\, g^2 \cdot \tau = 0{,}785 \cdot g \cdot l_p \cdot \tau \tag{17}$$

Din cele de sus se pot trage unele concluzii privind mărimea coeficientului k de reducere a forței, ca urmare a înclinării muchiilor tăietoare ale ștanței, dat în relația (3) și care se găsește în relațiile (5) și (17) cu referire la tăierea contururilor poligonale. Rezultă că:

— Pentru cazul ștanțelor cu muchia tăietoare obținută prin intersecția elementului activ al ștanței printr-un plan, $k = 0{,}5$. O oarecare variație a lui k apare numai în legătură cu ecruisarea materialului în timpul tăierii, fenomen care se manifestă mai puternic la tablele subțiri și mai slab la tablele groase.

— Pentru cazul ștanțelor cu muchia tăietoare obținută prin intersecția elementului activ al ștanței cu o suprafață cilindrică, k poate varia între 0,5... 0,785, prin urmare într-un domeniu mai larg decît cel indicat în literatură. În situațiile uzuale de ascuțire a sculelor ($g \ll H \ll R$) domeniul indicat în literatură de $k = 0{,}5 \ldots 0{,}6$ corespunde cerințelor practice.

— Relația (14) permite să se precizeze că odată cu creșterea grosimii semifabricatului, sporindu-se și diferența dintre φ_1 și φ_2 se înregistrează creșterea mărimii forței de tăiere, deci a coeficientului k. Această concluzie contrazice parțial afirmațiile din [2] și [7]. Valabilitatea datelor din lucrările amintite

trebuie restrînsă la ştanţe ale căror muchii tăietoare înclinate sînt obţinute prin intersecţii cu suprafeţe plane.

Rezultă totodată că există posibilitatea stabilirii cu precizie a forţelor de tăiere şi pentru cazul utilizării ştanţelor cu muchii tăietoare obţinute prin intersecţia elementului activ al ştanţei cu o suprafaţă cilindrică.

BIBLIOGRAFIE

1. Anikin V. M., Lukaşin I. S., *Spravocinik konstruktora ştampov.* Maşghiz 1960 — Moscova
2. Cirillo A., Picoş C., Bohosievici C., *Tehnologia matriţării şi ştanţării la rece.* Ed. did. şi pedagogică, 1966 Bucureşti.
3. Malov A. N. ,*Tehnologhia holodnoi ştampovki.* Oboronghiz 1963 — Moscova
4. Munteanu I., Olariu V., Başca S., *Presarea la rece.* Ed. tehnică, 1965, Bucureşti.
5. Quercy A. *Travail des métaux en feuilles.* Dunod 1962, Paris.
6. Romanovski V. P., *Spravocinik po holodnoi ştampovke.* Maşinostroienie 1965 Moscova — Leningrad.
7. Zubţov M. E., *Tehnologia ştanţării la rece.* Ed. tehnică, 1953, Bucureşti.

СИЛА РЕЗАНИЯ НА НОЖНИЦАХ И ШТАМПАХ С СКОВШЕННЫМИ РЕЖУЩИМИ КРОМКАМИ

(РЕЗЮМЕ)

Приводится обобщение аналитического расчета режущей силы гилотинных ножниц и штампов со скошенными режущими кромками.

На основе выведенных соотношений возможно определение величины коэффициента сокращения режущей силы, а также конструкция вариационной диаграммы силы для всего процесса.

LA FORCE DE COUPE DES CISAILLES ET ETAMPES A ARETES TRANCHANTES INCLINEES

(RÉSUMÉ)

On y présente une généralisation du calcul analytique de la force de coupe avec des cisailles-guillotine et une étampeuse à arêtes tranchantes inclinées.

Les expressions déduites permettent de préciser la valeur du coefficient de reduction de la force de coupe et de construire le diagramme de variation de la force pour le processus entier.

DETERMINAREA CONSTANTEI DIN RELAȚIA FORȚEI PRINCIPALE DE STRUNJIRE

DE

I. POP

1. INTRODUCERE

În procesul de așchiere între sculă și semifabricat ca urmare a interacțiunii lor, iau naștere forțe a căror orientare și mărime depind de materialul de prelucrat, geometria sculei, parametrii regimului de așchiere și alți factori [1].

Cunoașterea forțelor de așchiere, în speță forța principală, este necesară, deoarece pe baza valorii lor, se fac încercări mecanice asupra mașinilor-unelte (rigiditate, vibrații, randament etc.) proiectări de scule și dispozitive etc. [3].

Cercetările din ultimi ani — bazate pe unele rezultate ale teoriei plasticității — au arătat că mărimea forțelor de așchiere este dependentă de caracteristicile fizico-mecanice ale materialului de prelucrat, geomentria sculei etc.

Astfel pentru componenta principală F_z a forței de așchiere se obține relația relativ simplă și suficient de precisă [1], [8]:

$$F_z = C_{Fz} t^{x_{Fz}} s^{y_{Fz}} K_0, \qquad (1)$$

în care:

C_{Fz} este un coeficient ce ține seama de calitatea materialului de prelucrat, materialului sculei, geometria sculei etc.;

t și s — adîncimea, respectiv avansul de așchiere;

x_{Fz} și y_{Fz} — indici exponențiali;

K_0 — coeficient de corecție ce ține seama de condițiile concrete de așchiere.

Atît coeficienții C_{Fz} și K_0 cît și indicii exponențiali x_{Fz} și y_{Fz} sînt dați în bibliografia de specialitate.

2. METODA CLASICĂ DE DETERMINARE A COEFICIENTULUI C_{Fz}.

Experiențele care au condus la relația (1) arată că factorul C_{Fz} variază ca mărime în limite largi, funcție de factorii determinați ai procesului de așchiere. În schimb exponenții x_{Fz} și y_{Fz}, au în general valori aproximativ constante, sau ușor variabile (de regulă se ia $x_{Fz}=1$ și $y_{Fz}=0{,}75$).

Se poate aprecia că problema cea mai grea în vederea calculului forței de așchiere, o constituie determinarea valorii coeficientului C_{Fz}, pentru diverse cazuri de așchiere, diferite calități de material de așchiat, diverse valori ale geometriei sculei, condiții diferite de răcire etc.

Obișnuit, păstrînd constante condițiile de lucru se măsoară forța principală de așchiere cu ajutorul dinamometrelor. Coeficientul C_{Fz} se obține din relația (1), folosind curba de variație a lui F_z reprezentată într-un sistem de coordonate dublu logaritmic, din care se determină grafo-analitic, indicii exponențiali x_{Fz} și y_{Fz}. [5], [6].

Schimbînd în cursul experiențelor unul din factorii : materialul de așchiat, geometria sculei etc. se determină valorile corespunzătoare pentru C_{Fz}.

Acest mod de lucru reclamă însă un volum mare de muncă.

Determinarea în condiții optime a coeficientului C_{Fz} devine o problemă actuală, dacă se ține seama de progresele evidente din ultimii ani apărute în domeniul prelucrării prin așchiere.

Aceste progrese impun ca periodic să se actualizeze și valorile pentru coeficientului C_{Fz}.

Determinarea lui C_{Fz} în condițiile noi de lucru este cu atît mai necesară, cu cît avem în vedere că, la proiectarea mașinilor-unelte noi, forța de așchiere maximă constituie un parametru important pentru proiectare.

În cele ce urmează, se va expune o nouă metodă experimentală, care deși mai simplă, dă rezultate satisfăcătoare.

3. CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND NOUA METODĂ

Este cunoscut că în timpul prelucrării pe mașini-unelte, ca urmare a forțelor ce se nasc, sistemul tehnologic elastic mașină-sculă-obiect, se deformează elastic după direcția de acționare a forțelor, cu o mărime direct proporțională cu mărimea acestora și invers proporțional cu rigiditatea sistemului tehnologic [2].

Luînd cazul prelucrării între vîrfuri (fig. 1), considerînd deformația elastică a sistemului numai în direcția Oy, din figura 1 se vede că deplasarea totală y este :

$$y = y_1 + y_2$$

în care y_1 este deplasarea elastică a axei strungului ;

y_2 — deplasarea elastică a subansamblului cărucior (*CSC*).

La rîndul ei, deplasarea y_1 se compune din deplasările elastice ale păpușii fixe y_1' și păpușii mobile y_1''. La o anumită distanță x de lagărul arborelui principal (fig. 2) valoarea lui y_1 se poate scrie ca fiind :

$$y_1 = y_{1x}' + y_{1x}'', \tag{3}$$

în care : y_{1x}' este cota parte a deplasării y_1', măsurată la distanța x (locul de palpare a comparatorului) de lagărul arborelui principal,

y_{1x}'' — cota parte a deplasării y_1'', măsurată în același loc față de lagărul arborelui principal (la distanța x).

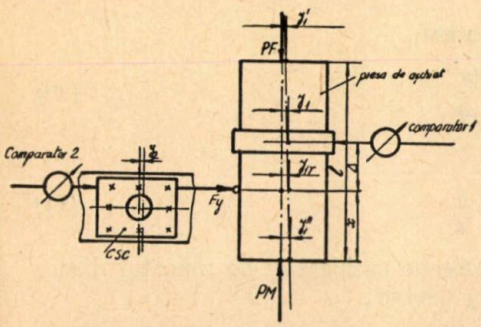


Fig. 1. Schema deplasărilor în cazul strunjirii între vîrfuri.

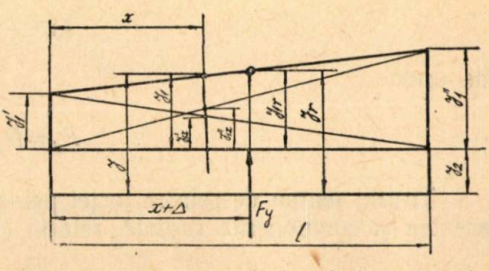


Fig. 2. Schema de calcul a deplasării totale y în planul xoy.

Din figura 2 pe baza rapoartelor dintre deplasări și lungimile corespunzătoare acestor segmente, se deduce că:

$$y'_{1x}=y'_1\frac{l-x}{l}=\frac{Fy}{2R_{pf}}\cdot\frac{l-x}{l}, \tag{4}$$

respectiv;

$$y''_{1x}=y''_1\frac{x}{l}=\frac{Fy}{2R_{pm}}\cdot\frac{x}{l}, \tag{5}$$

în care: F_y este componenta radială a forței de așchiere;
R_{pf} — rigiditatea păpușii fixe;
R_{pm} — rigiditatea păpușii mobile;
l — lungimea între vîrfuri (lungimea piesei).

În baza aceleiași definiții, a rigidității, avem că:

$$y_2=\frac{Fy}{R_{csc}}, \tag{6}$$

în care: R_{csc} este rigiditatea întregului cărucior.

Ținînd seama că, deplasarea axei provocată de păpuși este egală cu semi suma deplasării lor [7], plus deplasarea căruciorului, se poate scrie:

$$y=F_y\left[\frac{l-x}{4R_{pf}l}+\frac{x}{4R_{pm}l}+\frac{1}{R_{csc}}\right] \tag{7}$$

Notînd rapoartele: $k=R_{pf}/R_{pm}$ și $k'=R_{pf}/R_{csc}$, relația (7) devine:

$$y=\frac{Fy}{4lR_{pf}}[x(k-1)+l(1+4k')], \tag{8}$$

Dacă notăm termenul:

$$\varepsilon=\frac{x(k-1)+l(1+4k')}{4l}, \tag{9}$$

relația (8) se poate scrie simplificat în forma:

$$y_1' = \varepsilon \frac{Fy}{R_{pf}} \tag{10}$$

de unde

$$F_y = R_{pf} \frac{y}{\varepsilon} \tag{11}$$

Ținînd seama de relația forței principale de așchiere și de raportul dintre acestea și componenta radială, relația (11) devine:

$$F_y = \lambda F_z = \lambda C_{Fz}\, ts^{0,75} = R_{pf} \frac{y}{\varepsilon}, \tag{12}$$

iar în final se obține:

$$C_{Fz} = \frac{y R_{pf}}{\varepsilon \lambda ts^{0,75}} \tag{13}$$

În cazul particular al prelucrării în universal, influența păpușii mobile fiind nulă, relația (7) se poate scrie sub forma:

$$y' = \frac{Fy}{4}\left(\frac{l-x}{l R_{pf}} + \frac{4}{R_{csc}}\right); \quad y \neq y' \tag{7'}$$

iar dacă se ține seamă de relațiile (8) și (9) se obține:

$$C_{Fz} = \frac{y' R_{pf}}{\varepsilon' \lambda ts^{0,75}} \tag{13'}$$

În aceleași condiții de prelucrare trebuie ca valoarea lui C_{Fz} obținută prin relația (13), să fie egală cu valoarea obținută prin relația (13'), și deci:

$$\frac{y \cdot R_{pf}}{\varepsilon \lambda ts^{0,75}} = \frac{y' R_{pf}}{\varepsilon' \lambda ts^{0,75}}, \tag{14}$$

sau

$$\frac{y}{y'} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} < 1, \tag{15}$$

ceea ce înseamnă că întotdeauna rigiditatea sistemului tehnologic, în cazul prelucrării între vîrfuri, va fi mai mare decît în cazul prelucrării în universal, lucru dedus și pe altă cale.

După cum se vede în fig. 1 și 2, forța F_y va acționa la o distanță Δ față de punctul de palpare a deplasării, și deci, valoarea lui y_1 nu va fi deplasarea reală provocată de această componentă. Pentru a ține seamă de defazajul Δ, urmează să se găsească mărimea reală a deplasării y_{1r} (fig. 3), care se calculează cu relația:

$$y_{1r} = y_1 + \Delta \frac{y_1'' - y_1'}{l} = y_1 + \Delta m, \tag{16}$$

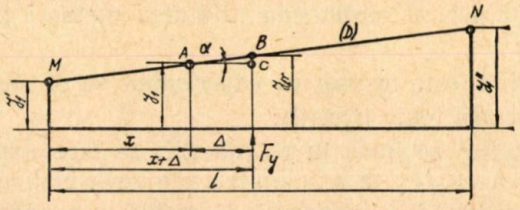


Fig. 3. Schema pentru calculul deplasării totale y_r.

în care $m = y_1'' - y_1'$ este coeficientul unghiular al dreptei (D) ce reprezintă linia deplasării axei strungului.

Deplasarea reală totală y_r a sistemului tehnologic elastic va fi:

$$y_r = y_{1r} + y_2 = y_1 + y_2 + \Delta m = y + \Delta m, \tag{17}$$

sau

$$y_r = y + \Delta . \frac{y_1'' - y_1'}{l}, \tag{18}$$

Ținînd seamă de valorile lui y_1' și y_1'' care se pot exprima cu ajutorul relațiilor:

$$y_1' = \frac{Fy}{2R_{pf}} \tag{19}$$

și

$$y_1'' = \frac{Fy}{2R_{pm}}, \tag{20}$$

cît și de valoarea raportului între R_{pf}/R_{pm}, după ordonarea termenilor se obține:

$$y_{1r} = \frac{Fy}{2R_{pf}} \left[2\varepsilon + \frac{\Delta}{l} (k-1) \right], \tag{21}$$

și în final coeficientul C_{Fz} va avea forma:

$$C_{Fz} = \frac{(y + \Delta m) R_{pf}}{\lambda \left[\varepsilon + \Delta \frac{k-1}{2l} \right] ts^{0,75}}. \tag{22}$$

Relația (22) în cazul cînd $\Delta = 0$, deci cînd palparea deplasării se face în același plan cu direcția de acționare a forței F_y, devine identică cu relația (13), fapt ce confirmă corectitudinea deducției.

4 UTILIZAREA PRACTICĂ A METODEI PROPUSE

Încercările s-au efectuat în cazul prinderii pieselor între vîrfurile strungului.

Utilizarea relației (22), impune în primul rînd, cunoașterea rigidităților R_{pf}, R_{pm} și R_{csc} a strungului pe care se efectuează încercările. Pentru operația de

măsurare a rigidităților se recomandă utilizarea metodei propusă și experimentată în [4].

În al doilea rînd, este necesar ca experiențele să se efectueze în aceleași condiții de lucru pentru toate trecerile.

Alegerea factorilor ce intră în relația (22) se face după cum urmează:

— Coeficientul $\lambda = F_y/F_z$, se ia în limitele admise de bibliografie $\lambda = 0{,}3 \ldots 0{,}5$.

— Mărimea parametrilor regimului de așchiere se admit în limita valorilor: $t = 1 \ldots 4$ mm; $s = 0{,}1 \ldots 0{,}4$ mm/rot.; $v = 90 \ldots 180$ m/min.

— Lungimea l a piesei se ia cît mai scurtă și cu diametru peste $\varnothing 60$ mm, pentru ca deformația proprie practic să fie neglijată.

— Valoarea defazajului Δ se recomandă să fie cît mai aproape de punctul de acțiune a lui F_y.

— Coeficientul unghiular m, se determină cu ajutorul dispozitivului expus în [4], sau prin alt procedeu, el fiind egal așa cum se arată în relația (16) cu diferența deplasărilor păpușii mobile și păpușii fixe, raportată la lungimea epruvetei.

— Coeficientul ε se calculează cu relația (9) pentru o anumită valoare a lui x, stabilită funcție de felul prelucrării.

— Deplasarea totală y a sistemului tehnologic elastic se cunoaște în urma măsurătorilor ce se efectuează cu ajutorul comparatoarelor așa cum se vede în fig. 4, 5 și 6.

În figura 4 este redat cazul strunjirii cilindrice obișnuite folosind regimuri normale de strunjire sau regimuri rapide și intensive. După cum se vede, un comparator palpează suprafața de referință a dornului, sesizînd deplasările în acel punct al axei strungului y_1, iar cel de al doilea comparator, înregistrează deplasarea y_2 în planul xoy a sistemului de sănii ce compun căruciorul.

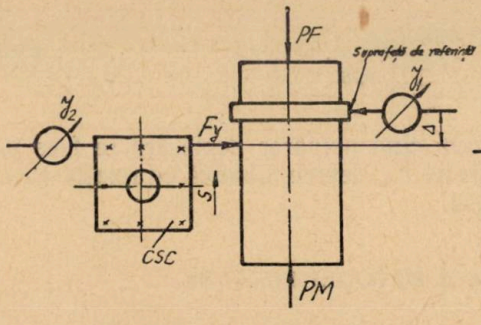


Fig. 4. Amplasarea comparatoarelor de măsurare a valorii y în cazul strunjirii cilindrice obișnuite.

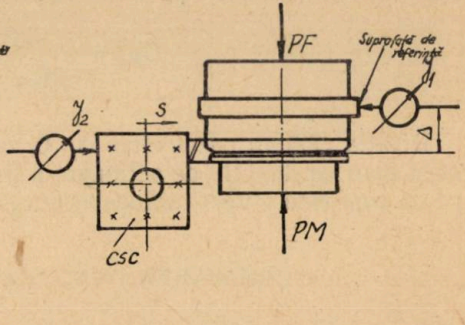


Fig. 5. Idem, în cazul strunjirii profilate.

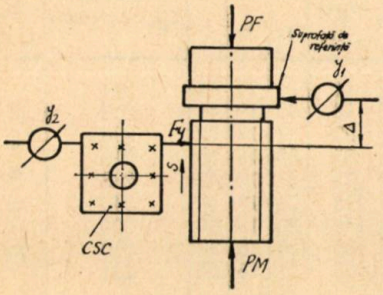


Fig. 6. Idem, în cazul tăierii filetelor pe strung.

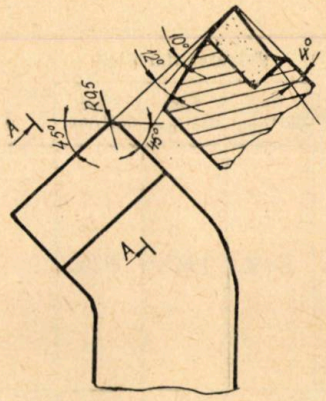


Fig. 7. Geometria cuțitului utilizat la așchiere.

În fig. 5 este redată schema de măsurare în cazul strunjirii profilate cu avans radial, iar în fig. 6, cazul prelucrării filetului pe strung.

Practic pentru calculul lui C_{Fz} se va utiliza următoarea relație simplificată:

$$C_{Fz}=A\,(y+\Delta m) \tag{23}$$

în care:

$$A=\frac{R_{pf}}{\lambda\left(\varepsilon+\Delta\frac{k-1}{l}\right)ts^{0,75}} \tag{24}$$

Valoarea lui $A=C^t$, de-a lungul întregului șir de experiențe.

5. VERIFICAREA EXPERIMENTALĂ A METODEI PROPUSE

În vederea verificării metodei propuse s-au executat un număr de strunjiri pe epruvete inelare din OL70 și OL38. Epruvetele de dimensiuni $\varnothing 60\times 10$ (diametrul interior $\varnothing 40$ mm) au fost fixate pe un dorn rigid prins între vîrfuri. Lungimea de prindere a dornului $l=50$ mm, mărimea lui $\Delta=10$ mm. Măsurătorile s-au executat pentru cazul cînd $x=l/2=25$ mm. Cuțitul cu care s-a efectuat strunjirea este redat în fig. 7. Elementele regimului de așchiere au fost: $t=4$ mm; $s=0{,}2$ mm/rot.; $v=120$ m/min. Pentru coeficientul λ s-a luat valoarea de 0,4.

În tabelul 1 se dau valorile de experimentare și rezultatele măsurătorilor pentru diverse valori ale vitezei de așchiere.

Tabelul 1

Calitatea materialului	Valoarea rigidității R_{pf} daN/mm	R_{pm} daN/mm	R_{csc} daN/mm	Constanta $A=\frac{R_{pf}}{\lambda\left(\varepsilon+\Delta\frac{k-1}{2l}\right)ts^{0,75}}$	Viteza de așchiere V m/min.	Deplasările y_1	y_2	y	Coeficientul: $C_{pz}=A(y+\Delta m)$	Valoarea C_{Fz} tabelar
OL70	2 150	1 825	4 200	5 600	11	24	20	44	244	250 pt. $\sigma_r = 70$ daN/mm²
					18	22	19	41	236	
					23	24	18	42	238	
					35	20	16	36	210	
					72	23	19	42	238	
					113	24	19	43	240	
					144	20	15	35	200	
					180	20	15	35	200	
					225	21	15	36	201	
OL38	2 150	1 825	4 200	5 600	11	18	11	29	165	160 pt. $\sigma_r < 50$ daN/mm²
					18	16	11	27	155	
					23	16	10	26	149	
					35	13	10	23	130	
					72	15	9	24	137	
					113	14	10	24	137	
					144	11	10	21	120	
					180	11	10	21	120	
					225	11	10	21	120	

În acest tabel se remarcă că, valorile obținute pentru C_{Fz} sînt foarte apropiate ca valoare, de cele date în bibliografia de specialitate [3]. Totodată se poate vedea modul în care valoarea lui C_{Fz} se schimbă în funcție de modificările vitezei de așchiere și în consecință, variația forței F_z.

6. CONCLUZII

1. Coeficientul C_{Fz} se poate determina pe baza fenomenelor elastice ce însoțesc procesul de așchiere, utilizînd relațiile cunoscute pentru rigiditatea sistemului tehnologic elastic.

2. Metoda propusă este simplă, rapidă și precisă, fapt pentru care recomandăm utilizarea ei la determinarea coeficientului C_{Fz} pentru lucrări de strunjiri speciale (profilată, rapidă, intensivă etc.).

4. Avantajele enumerate mai sus, permit efectuarea de studii și cercetări privind variația coeficientului C_{Fz} în funcție de o serie de factori ce însoțesc procesul de așchiere.

5. Dezavantajul metodei constă în aceea că, nu se poate aplica decît în cazul pieselor cu rigiditate proprie ridicată.

BIBLIOGRAFIE

1. Rosinger St., *Curs de Teoria aşchierii şi proiectarea sculelor.* Litogr. IPT Uz intern 1964.
2. Dodon E., *Încercări ale maşinilor-unelte. Lucrări de laborator.* Braşov 1955.
3. Diaconescu I. ş.a., *Maşini-unelte.* Vol. I Ed. Transp. şi Telec. Buc. 1959.
4. Savii Gh. şi colab., Studiul rigidităţii ansamblului cărucior al strungului SN-400 (Nota I). Bul. Şt. şi Tehn. al IPT. Tom 11 (25) fasc. 2/1966.
5. Maşevici Z. A., *Laboratornîe rabotî po cursu Osnovî uceniea o rezanii metalov i rejuşcii instrument.* Ed. Maşinostroienie. Moscova 1967.
6. Treteakov I. P. şi colab., *Laboratornîe rabotî po cursu : Rezanie metalov.* Ed. Maşinostroienie Moscova 1965.
7. Savii Gh. şi colab., *Tehnologia construcţiilor de maşini.* Ed. Didac. şi Pedag. Buc. 1967.
8. Lăzărescu Ion, *Teoria aşchierii şi proiectarea sculelor.* Bucureşti Ed. Did. şi Ped. 1964

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОСТОЯННОЙ В ВЫРАЖЕНИИ ГЛАВНЫХ СИЛ РЕЗАНИЯ

(РЕЗЮМЕ)

Предлагается новый метод определения коэффициента C_{Fz} в выражении главной силы резания при обточке.

Метод основывается на экспериментальных данных, накопленных при обточке большого числа образцов из сталей OL38 и OL70. Окончательное соотношение, установленное для расчета коэффициента C_{Fz}, выведено на основании физических явлений, характеризующих жесткость упругой технологической системы : машина-инструмент-деталь.

Предлагаемый метод отличается скоростью, точностью и позволяет в очень короткий срок определить коэффициент C_{Fz} при обработке различных материалов и в особых случаях обработки (скоростной, интенсивной профилной и т. п.) для которых в литературе не имеется достаточных данных.

BESTIMMUNG DES KOEFFIZIENTEN AUS DER GLEICHUNG DER HAUPTKRAFT BEIM DREHEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

In dieser Arbeit wird eine neue Methode zur Bestimmung des Koeffizienten C_{Fz}, aus der Gleichung beim Drehen, entwickelt. Die Methode beruht auf

den experimentellen Ergebnisse, die beim Drehen einer grossen Anzahl von Probestäben aus OL 38 und OL 70, hervorgingen. Die zur Berechnung des Koeffizienten C_{Fz} aufgestellte Gleichung wurde von den physischen Erscheinungen, die Festigkeit des elastischen technologischen Systems Maschine — Werkzeug — Werkstoff, kennzeichnet, abgeleitet.

Die in dieser Arbeit entwickelte Methode, ergibt schnelle und genaue Ergebnisse. Sie gestattet die schnelle Berechnung des Koeffizienten C_{Fz} bei der Bearbeitung verschiedener neuer Werkstoffe, so wie im Falle besonderer Drehverfahren (Schnell-, Intensiv-, Profildrehen, u.a.), für welche die Fachliteratur nicht genügende Daten aufweist.

DETERMINAREA FORȚELOR DE STRINGERE DEZVOLTATE DE EXCENTRICUL CIRCULAR

DE

M. ȘELARIU

1. INTRODUCERE

1.1. Generalități

În condiții bine determinate, excentricul circular (fig. 1) poate forma, cu celelalte elemente în contact, o cuplă cinematică cu autofrînare. Proprietatea de autofrînare este variabilă pe suprafața activă de strîngere.

Excentricul circular are proprietatea de a amplifica și schimba direcția forței de acționare, în general de natură manuală. Coeficientul de amplificare a forțelor este variabil, depinzînd de unghiul de poziție al manetei β.

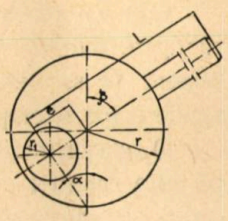


Fig. 1.

Datorită construcției sale simple, cît și a rapidității de acționare, comparabilă cu acționarea hidraulică, excentricul cunoaște o răspîndire mare în construcția dispozitivelor, ca element de fixare a semifabricatelor. Utilizarea acestora este limitată de cursa de lucru mică, condiționată de gabarite și coeficienți de amplificare a forțelor acceptabile. Excentricul circular cu mecanism de blocare permite în anumite condiții, mărirea cursei de lucru fără diminuarea valorii coeficientului de amplificare a forțelor și fără mărirea gabaritului.

Stabilirea unor relații pentru determinarea forțelor dezvoltate de excentricul circular are o importanță hotărîtoare pentru proiectarea acestora, în vederea asigurării fixării semifabricatelor. În diferite lucrări de specialitate sînt prezentate relații aproximative pentru stabilirea forțelor de strîngere dezvoltate de excentricii circulari. [1], [2], [3], [5]. Dintre acestea, cea mai utilizată este:

$$N \cong Q \frac{L}{\rho [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi]} \qquad (1)$$

în care: N — forţa normală de strîngere,

Q — forţa de acţionare la maneta excentricului,

L — braţul forţei de acţionare,

$\rho = \sqrt{r^2+e^2-2re\cos\beta}$, distanţa de la punctul de contact la centrul de rotaţie al excentricului de rază r şi excentricitate e, a cărei poziţie a manetei este definită de unghiul β,

$\alpha = \text{arc tg}\dfrac{e\sin\beta}{r-e\cos\beta}$, unghiul de presiune, definit de direcţia ρ şi normala în punctul de contact al excentricului cu semifabricatul.

Relaţia este dedusă pe baza aproximării funcţionării excentricului cu o pană şi are dezavantajul că este aproximativă şi are o formă greoaie de utilizare. De asemenea ea nu stabileşte exact poziţia manetei, deci a unghiului β, pentru care forţa de strîngere are valoare minimă în condiţia unei forţe de acţionare constante (Q=ct). Unii autori [3], consideră că forţa minimă de strîngere apare la o poziţie a manetei $\beta_{min} = \dfrac{\pi}{2}$. În lucrarea [1] se infirmă acest lucru, arătîndu-se că forţa minimă apare pentru poziţia $\beta_{min} = 100°$. În lucrarea de faţă se demonstrează că valoarea corectă este:

$$\beta_{min} = \frac{\pi}{2} + \varphi.$$

în care φ este unghiul de frecare corespunzător contactului între suprafaţa activă a excentricului circular şi suprafaţa de fixare a semifabricatului.

Cunoaşterea exactă a poziţiei pentru care excentricul dezvoltă o forţă de strîngere minimă are o importanţă majoră, deoarece pentru această poziţie e necesar să se verifice stabilitatea semifabricatului, sub acţiunea forţelor de aşchiere (de exemplu) şi a celor de strîngere.

O relaţie mai recentă şi mai comodă pentru utilizare a fost dedusă numai pe baza ecuaţiei momentelor forţelor care acţionează asupra excentricului circular, făcîndu-se aproximaţia că valoarea forţei rezultante ar fi egală cu valoarea forţei normale în punctul de contact al excentricului cu semifabricatul [5].

Păstrîndu-se notaţiile anterioare, relaţia este:

$$N = Q\frac{L}{e\,[1+\sin(\beta+\varphi)]} \qquad (2)$$

Această relaţie aproximează valoarea forţei de strîngere prin adaus (acoperitor), iar relaţia anterioară (1) prin lipsă.

Autorul nu indică poziţia excentricului, corespunzătoare forţei de strîngere minime, dar din anularea derivatei funcţiei (2) rezultă că această poziţie corespunde unghiului

$$\beta_{min} = \frac{\pi}{2} - \varphi.$$

1.2. Caracteristica excentricului circular

Caracteristica excentricului circular este relaţia de dependenţă între parametrii constructivi (e, r, r_1) şi cei funcţionali (μ, μ_1) în condiţia de autofrînare pe toată suprafaţa activă.

În timpul autofrînării excentricului circular, forţa de acţionare la manetă Q este nulă, iar echilibrul excentricului circular are loc sub acţiunea forţelor elastice, la contactul excentricului pe suprafaţa activă cu semifabricatul R, şi a reacţiunii din fus R_1. Lucrînd pe suprafeţe circulare vectorii rezultanţi R şi R_1 sînt tangenţi la cercurile de frecare corespunzătoare, de rază ρ, respectiv ρ_1 (fig. 2).

Pentru ca excentricul să fie în echilibru sub acţiunea acestor două forţe rezultante, este necesar şi suficient ca torsorul forţelor să fie nul. În cazul de faţă este necesar şi suficient ca vectorii rezultanţi să respecte condiţia $\overline{R}_1 = -\overline{R}$ şi să lucreze după acelaşi suport, în care caz şi $\overline{M}_1 = -\overline{M}$ (distanţa de la centrul de rotaţie O la suport fiind aceeaşi).

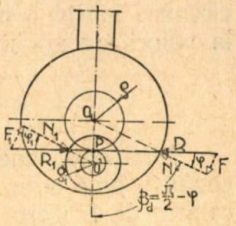


Fig. 2.

Pentru ca vectorii $\overline{R}$ şi $\overline{R}_1$ să poată lucra după acelaşi suport (direcţie), pentru ori care punct de contact pe suprafaţa activă, este necesar ca cele două cercuri de frecare să fie tangente exterioare în punctul P, aşa cum este arătat în figura 2. În acest caz este evidentă relaţia:

$$e = \rho + \rho_1 \tag{3}$$

în care: ρ — raza cercului de frecare a suprafeţei cilindrice active a excentricului, exprimată prin relaţia:

$$\rho = r \cdot \sin \varphi, \tag{4}$$

relaţie dedusă din egalitatea momentului rezultantei cu a momentului forţelor componente, pentru oricare punct de contact posibil de pe suprafaţa cilindrică activă a excentricului circular cu semifabricatul,

ρ_1 — raza cercului de frecare a suprafeţei cilindrice a fusului, exprimată prin relaţia:

$$\rho_1 = r_1 \sin \varphi_1. \tag{5}$$

Înlocuind valorile razelor cercurilor de frecare, relaţia (3) devine:

$$e = r \sin \varphi + r_1 \sin \varphi_1 \tag{3'}$$

în care r şi r_1 — razele suprafeţei active cilindrice, respectiv raza fusului,

φ, φ_1 — unghiul de frecare corespunzător contactului pe aceste suprafeţe.

Relaţia (3') constituie caracteristica excentricului circular şi permite proiectarea acestuia în condiţia de autofrînare pe toată suprafaţa activă.

Punctul de contact, reprezentat în figura 2, corespunzător unghiului de rotire al manetei $\beta_d = \frac{\pi}{2} - \varphi$, este cel mai defavorabil din punct de vedere al autofrînării, întrucît numai pentru acest punct capacitatea de autofrînare a excentricului circular este solicitată la limită. Acest lucru rezultă şi prin faptul că echilibrul pentru acest punct se stabileşte la o valoare maximă a momentelor.

În apropierea limitelor extreme, ale suprafeţei active a excentricului circular, există două zone de contact pentru care rezultanta R, tangentă la cercul de rază ρ, intersectează cercul de rază ρ_1, trecînd faţă de centrul de rotaţie O de aşa natură, încît provoacă strîngerea şi nu o tendinţă de desfacere a excentricului. Aceste două zone corespund zonelor de înţepenire a excentricului circular, motiv pentru care zona activă de lucru a excentricului este limitată la valori ale unghiului β cuprinse în limitele [1], [2]:

$$\beta = \frac{\pi}{2} \pm 30^\circ$$

Limitarea zonei de lucru a excentricului este justificată numai în anumite condiţii, bine determinate. Şi în aceste condiţii utilizarea excentricului cu mecanism de blocare permite evitarea limitării zonei de lucru şi, în consecinţă, mărirea cursei de lucru a excentricului circular.

2. DETERMINAREA FORŢELOR DE STRÎNGERE DEZVOLTATE DE EXCENTRICUL CIRCULAR

Pentru oricare punct de contact de pe suprafaţa activă, a excentricului cu semifabricatul, echilibrul excentricului se stabileşte sub acţiunea forţelor rezultante: Q — de acţionare, R — de strîngere şi R_1 — reacţiunea din bolţul excentricului.

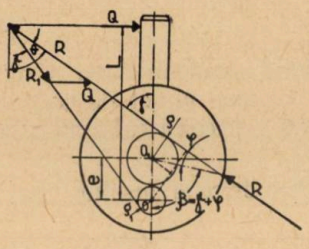


Fig. 3.

În figura 3 este reprezentat excentricul circular sub acţiunea rezultantelor forţelor care lucrează asupra lui, pentru o poziţie de contact oarecare, determinate de unghiul $\beta = \gamma + \varphi$;

în care γ = unghiul format de direcţia forţei rezultante R cu direcţia excentricităţii (OO_1),

φ = unghiul de frecare, corespunzător contactului pe suprafaţa activă a excentricului.

Notînd cu θ, unghiul format de direcţiile rezultantei R şi R_1, ecuaţiile de echilibri ale excentricului sînt:

$$\begin{cases} R(\rho + e\sin\gamma) + R_1\rho_1 - QL = 0 \\ R_1\cos(\gamma - \theta) - R\cos\gamma = 0 \\ Q + R_1\sin(\gamma - \theta) - R\sin\gamma = 0 \end{cases} \tag{6}$$

în care L — distanța de la forța de acționare Q pînă la centrul de rotație O.

Din ecuația a doua a sistemului (6) rezultă:

$$\cos(\gamma - \theta) = \frac{R}{R_1}\cos\gamma$$

și

$$\sin(\gamma-\theta)=\frac{1}{R_1}\sqrt{R_1^2-R^2\cos^2\gamma} \tag{7}$$

Inlocuind relația (7) în ecuația a 3-a a sistemului (6), rezultă:

$$R_1 = \sqrt{R^2 + Q^2 - 2RQ\sin\gamma} \tag{8}$$

Înlocuind valoarea lui R_1 din expresia (8) în prima ecuație a sistemului (6) și notînd expresia:

$$\rho + e\sin\gamma = E$$

rezultă:

$$R^2E^2+Q^2L^2-2RQLE-\rho_1^2(R^2+Q^2-2RQ\sin\gamma)=0$$

sau:

$$Q^2(L^2-\rho_1^2)-2RQ(LE-\rho_1^2\sin\gamma)+R^2(E^2-\rho_1^2)=0 \tag{6'}$$

Rădăcinile acestei ecuații sînt:

$$Q_{1,2}=\frac{R}{L^2-\rho_1^2}[LE-\rho_1^2\sin\gamma\pm\sqrt{(LE-\rho_1^2\sin\gamma)^2-(E^2-\rho_1^2)(L^2-\rho_1^2)}]$$

S-a determinat că semnul minus din fața radicalului corespunde cazului în care din punctul de concurență al vectorilor R și Q se duce direcția R_1 tangentă la cercul ρ_1, așa cum este arătat în figura 3, iar semnul plus pentru cealaltă tangentă posibilă, care nu satisface condițiile reale de strîngere.

În consecință, relația de dependență între forța de acționare și cea de strîngere este exprimată prin:

$$Q=\frac{R}{L^2-\rho_1^2}[LE-\rho_1^2\sin\gamma-\sqrt{(LE-\rho_1^2\sin\gamma)^2-(E^2-\rho_1^2)(L^2-\rho_1^2)}] \tag{9}$$

Relația (9) este o relație exactă pentru determinarea forței de strîngere în oricare punct de contact, determinat de poziția manetei

$$\gamma=\beta-\varphi. \tag{10}$$

Așa cum s-a arătat în cap. 1, verificarea forței de strîngere se face pentru o poziție a manetei corespunzătoare coeficientului de amplificare al forțelor minim, adică în punctul de contact pentru care la R=ct, Q este maxim, iar la Q=ct, R este minim.

Considerînd R=ct, forța de acționare maximă apare pentru o poziție a manetei, determinată de unghiul γ, pentru care funcția (9) are un maxim.

Extremele funcţiei (9) sînt definite de ecuaţia:

$$\frac{\partial Q}{\partial \gamma} = 0$$

Derivata în funcţie de γ a funcţiei (9) este de forma:

$$\frac{\partial Q}{\partial \gamma} = \cos\gamma \cdot F(\gamma). \tag{11}$$

Prin anularea derivatei rezultă că expresia forţei de acţionare are un extrem pentru:

$$\cos\gamma = 0,$$

adică:

$$\gamma = \frac{\pi}{2}. \tag{12}$$

Analiza funcţiei $F(\gamma)$ arată că aceasta are valori pozitive pentru domeniul de variaţie al unghiului γ, în condiţiile posibile de construcţie a excentricului circular.

Întrucît pentru $\gamma < \frac{\pi}{2}$, $\cos\gamma > 0$, iar pentru

$$\gamma > \frac{\pi}{2}, \quad \cos\gamma < 0,$$

derivata întîia, exprimată prin relaţia (11), trecînd de la valori pozitive la valori negative, arată că acest extrem este un maxim.

Ţinînd cont de relaţia (10) rezultă că, pentru a obţine o forţă de strîngere constantă, forţa de acţionare maximă trebuie dezvoltată pentru o poziţie a manetei determinată de unghiul β, de valoare

$$\beta = \frac{\pi}{2} + \varphi \tag{13}$$

Coeficientul de amplificare al forţelor i, este exprimat prin relaţia

$$i = \frac{R}{Q} \tag{14}$$

pentru $R = \text{ct}$ şi $Q = Q_{max}$, rezultă

$$i = i_{min} \text{ pentru } \beta = \frac{\pi}{2} + \varphi \tag{15}$$

Valoarea forţei de acţionare maximă (Q_{max}) şi a forţei de strîngere minime (R_{min}) se obţine din relaţia (9) pentru $\gamma = \frac{\pi}{2}$. Prin înlocuire se obţine:

$$Q_{max} = \frac{2 \cdot e}{L + \rho_1} R \text{ pentru } R = \text{ct} \tag{16}$$

sau

$$R_{min} = \frac{L + \rho_1}{2e} Q \text{ pentru } Q = \text{ct.} \tag{17}$$

Forța normală de strîngere minimă are valoarea:

$$N_{min} = R_{min} \cdot \cos \varphi \tag{18}$$

Înlocuind valoarea lui R_{min} din relația (17) se obține în final

$$\boxed{N_{min} = \frac{L + \rho_1}{2e} Q \cdot \cos \varphi} \tag{19}$$

pentru $Q = \text{ct}$ și $\beta = \frac{\pi}{2} + \varphi$.

Avantajul relației obținute (19) pentru determinarea forței minime de strîngere constă în faptul că este o relație exactă și simplă, fiind ușor de utilizat în proiectare.

Aceeași relație poate fi obținută și printr-o metodă grafo-analitică.

În figura 4 este arătată construcția grafică pentru determinarea valorilor forțelor care lucrează asupra excentricului circular în condiția de echilibru.

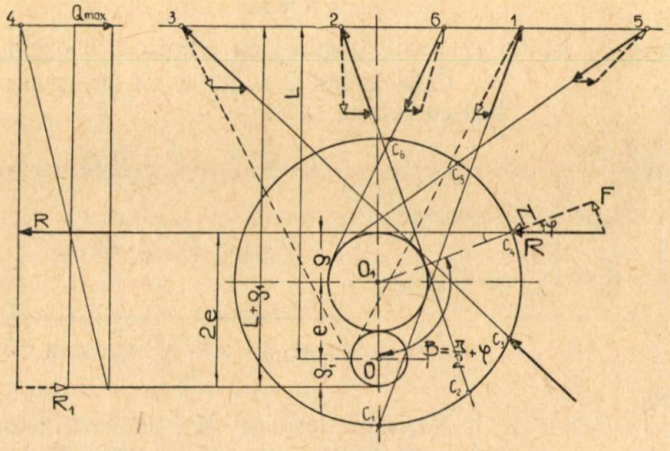


Fig. 4.

În acest exemplu s-a considerat $R = \text{ct}$ și cunoscut.

La intersecția direcțiilor forțelor de strîngere R și de acționare Q se găsește punctul de concurență al forțelor (1÷6). Din acest punct se duce o tangentă la cercul de frecare de rază ρ_1. Prin descompunerea vectorului R, după

direcţiile celorlalte două rezultante, se obţin vectorii Q şi R_1. Cei trei vectori rezultanţi vor forma, în condiţii de echilibru, un poligon închis, parcurs în acelaşi sens.

Din figura 4 rezultă că, pentru $\beta = \frac{\pi}{2} + \varphi$, punctul de concurenţă este la infinit; cei trei vectori devenind paraleli. În acest caz se poate scrie:

$$\begin{cases} R = Q_{max} + R_1 \\ Q_{max} L = R(e + \rho) + R_1 \rho_1. \end{cases} \tag{20}$$

Din prima ecuaţie a sistemului (20) rezultă:

$$R_1 = R - Q_{max}.$$

Înlocuind această valoare în ecuaţia a doua a sistemului (20) se obţine:

$$Q_{max} L = R(e+\rho) + (R - Q_{max})\rho_1$$

sau

$$Q_{max}(L+\rho_1) = R(e+\rho+\rho_1).$$

Ţinînd cont de caracteristica excentricului în condiţia de autofrînare: $\rho + \rho_1 = e$, se obţine:

$$Q_{max} = \frac{2eR}{L + \rho_1} \tag{21}$$

Se observă că relaţia (21) este identică cu relaţia (16) obţinută analitic.

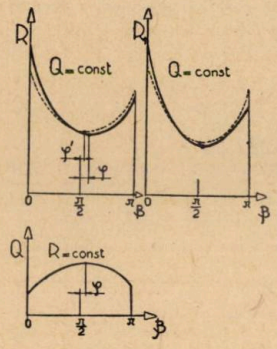


Fig. 5.

Considerînd Q = ct, se va obţine o relaţie identică cu relaţia (17):

$$R_{min} = \frac{L + \rho_1}{2e} Q$$

Deoarece

$$N_{min} = R_{min} \cdot \cos\varphi$$

se obţine:

$$\boxed{N_{min} = \frac{L + \rho_1}{2e} Q \cos\varphi}$$

Variaţiile forţelor care lucrează asupra excentricului, în funcţie de poziţia manetei determinată de unghiul β, sînt reprezentate în diagramele din figura 5.

Diagramele au fost ridicate pentru doi excentrici, de aceeaşi construcţie dar formînd unghiuri de frecare cu semifabricatul diferite (φ respectiv φ'), prin metoda grafo-analitică şi au fost verificate analitic în diferite puncte particulare, inclusiv cel de extrem.

3. CONCLUZII

Relaţiile obţinute pentru determinarea forţelor de strîngere au următoarele avantaje:

1. Sînt relaţii exacte, permiţînd proiectarea excentricului circular în cunoştinţă de cauză.

2. Permit stabilirea exactă a poziţiei manetei pentru care forţele de strîngere obţinute au valori minime, anume $\beta = \frac{\pi}{2} + \varphi$ (şi nu $\frac{\pi}{2}$; 100° sau $\frac{\pi}{2} - \varphi$; valori indicate în alte lucrări).

3. Relaţia pentru determinarea forţei minime de strîngere are o formă simplă, uşor de utilizat în proiectare.

4. Pentru determinarea forţelor de strîngere (pentru $\beta \neq \frac{\pi}{2} + \varphi$) se poate utiliza relaţia (9) sau nomograme ridicate pe baza acestei relaţii exacte.

BIBLIOGRAFIE

1. V. Tache, Gh. Bădescu şi A. Brăgaru, Metode practice pentru determinarea parametrilor la excentricii circulari. Revista Construcţii de Maşini nr. 4 din 1966.

2. V. Tache, I. Stănescu, *Proiectarea şi construcţia dispozitivelor*. E.P.D., Bucureşti 1964.

3. H. Bolotin, F. Costromin, *Bazele construcţiei dispozitivelor*. E.T. 1954.

4. A. Turpaev, *Somotormozeaşcie mecanizmî*. Izdatelstvo. „Maşinostroienie" Moscova, 1966.

5. V. Korsakov, *Osnovî konstruirovaniea prisposoblenii*. Maşinostroienie, Moskva 1965.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ СЖАТИЯ РАЗВИВАЕМЫХ КРУГЛЫМ ЭКСЦЕНТРИКОМ

(РЕЗЮМЕ)

В настоящей работе выводится аналитическим путем точное отношение для определения сил сжатия и доказывается что минимальная сила сжатия появляется для угла β (образованного направлением нормали на контактную поверхность и направлением эксцентричности) $\beta = \frac{\pi}{2} + \varphi$ (а не $\frac{\pi}{2}$, 100° либо $\frac{\pi}{2} - \varphi$, значения указанные в различных работах по специальности).

DIE DETERMINATION DER DRUCKKRÄFTE HERVORGERUFEN AUS DEM KREISEXZENTER

(ZUSAMMENFASSUNG)

Im gegenwärtigen Beitrag folgt aus der genauen analytischen Verbindung eine Exakteverbindung für die Bestimmung der Druckkräfte. Man demonstriert, dass die minimale Druckkraft für einen Winkel β (ausgebildet zwischen normale Direktion der Kontaktfläche und die Excentricitätsdirektion) im Wert $\beta = \frac{\pi}{2} + \varphi$ folgt (und nicht für $\beta = \frac{\pi}{2}$, $\beta = 100^\circ$ oder $\beta = \frac{\pi}{2} - \varphi$; Die Werte sind in verschiedenen Fachblättern angewiesen).

INFLUENȚA CIRCULAȚIEI PRIN CURBE ASUPRA ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE TRANSMISIILOR CU ARBORI CARDANICI LA LOCOMOTIVELE CU TRANSMISIE HIDRAULICĂ

DE

V. HOANCĂ, C. URSU, M. DUNGAN, N. NEGUȚ

1. CONSIDERAȚII GENERALE

Studiul interacțiunii dinamice dintre vehicul și cale, la circulația prin curbe, este precedat de înscrierea geometrică, prin care se stabilește dacă un vehicul de un anumit tip poate circula printr-o curbă dată. În caz contrar, se stabilesc modificările constructive ce trebuie aduse acestuia pentru ușurarea înscrierii în curbă.

În cazul locomotivelor cu transmisii cu arbori cardanici problema prezintă o importanță deosebită, deoarece interacțiunea geometrică dintre vehicul și cale, influențează elementele geometrice ale transmisiei [1]. La circulația prin curbe, rotirea boghiurilor față de cutia locomotivei, care depinde de raza curbei și viteză, determină configurația geometrică a transmisiei cu arbori cardanici.

Înscrierea geometrică, făcută prin metodele cunoscute, conduce la rezultate aproximative, datorită ipotezelor simplificatoare care stau la baza acestora.

Astfel, calculînd deviațiile elementelor geometrice ale locomotivei, la circulația prin curbe, cu metoda Roy [2], eroarea depinde de ampatament și raza curbei. În cazul înscrierii geometrice cu metoda Vogel [2], deviațiile liniare se determină după o direcție paralelă cu axa parabolei, care nu coincide cu direcția reală a deviației.

În lucrare se dă o metodă analitică pentru calculul elementelor geometrice ale transmisiilor cu arbori cardanici.

2. DETERMINAREA ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE TRANSMISIEI CARDANICE

2.1. Așezarea vehiculului în curbă

Pentru determinarea elementelor geometrice ale transmisiei cardanice s-a considerat locomotiva așezată în cele două poziții extreme (diagonală și coardă).

Studiul înscrierii geometrice s-a făcut considerînd ansamblul vehicul-cale referit la un sistem de coordonate XOY, ales astfel, încît axa OX să fie paralelă cu axa longitudinală a cutiei, iar axa OY — axa de simetrie transversală a acesteia, pentru orice poziție a boghiurilor.

2.2. Stabilirea ecuației axei cutiei

Considerînd cele două boghiuri în poziția în diagonală (fig. 1), s-au stabilit ecuațiile care definesc această poziție.

$$\left.\begin{aligned} &X_A^2 + Y_A^2 = R^2 && \text{(a)}\\ &X_B^2 + Y_B^2 = R_i^2 && \text{(b)}\\ &(X_A - X_B)^2 + (Y_A - Y_B)^2 = 4a^2 && \text{(c)}\\ &\frac{X_A + X_B}{2} = l && \text{(d)}\\ &\frac{Y_A + Y_B}{2} = y_d && \text{(e)} \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

unde: X_A, Y_A sînt coordonatele punctului A,
X_B, Y_B — coordonatele punctului B,
R — raza exterioară a curbei,
$R_i = R - \sigma$ — raza interioară a curbei,
σ — jocul total în curbă,
$2l$ — ampatamentul locomotivei,
$2a$ — ampatamentul boghiului,
y_d — ordonata axei cutiei pentru poziția în diagonală.

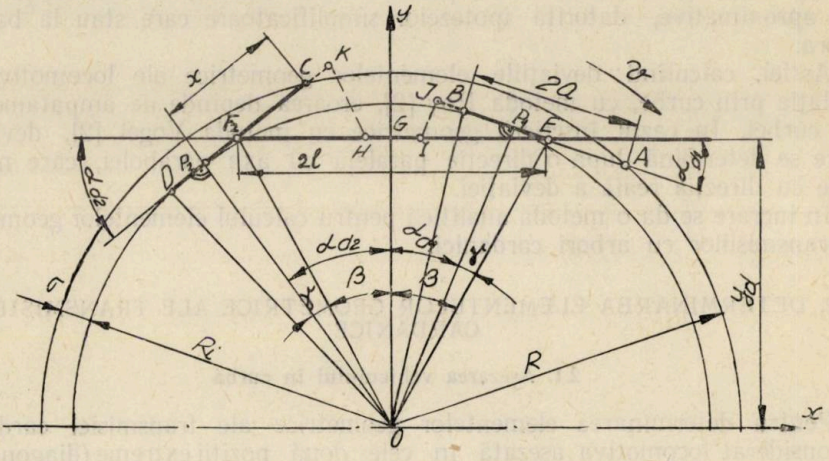


Fig. 1. Poziția în diagonală.

Din sistemul (1) s-a determinat ordonata axei cutiei, egală cu:

$$y_d = \sqrt{\frac{1}{2}(R^2 + R_i^2) - (a^2 + l^2)} \tag{2}$$

Pentru poziția în coardă, ecuația (1 b) devine:

$$X_B^2 + Y_B^2 = R^2$$

iar poziția axei cutiei este dată de relația:

$$y_c = \sqrt{R^2 - (a^2 + l^2)} \tag{3}$$

2.3. Calculul elementelor geometrice

Unghiurile de rotire ale boghiurilor față de cutie determină lungimea și poziția arborilor cardanici intermediari.

2.3.1. *Calculul unghiurilor de rotire ale boghiurilor față de cutie*

Considerînd cele două boghiuri așezate în poziția în diagonală (fig. 1) unghiurile de rotire ale axelor boghiurilor față de axa cutiei se determină din relațiile:

$$\alpha_{dl} = \beta \mp \gamma \qquad (i = 1, 2) \tag{4}$$

în care unghiul β se determină din triunghiul dreptunghic *OEG* (sau *OFG*) cu relația:

$$\sin \beta = \frac{l}{\sqrt{l^2 + y_d^2}} \tag{5}$$

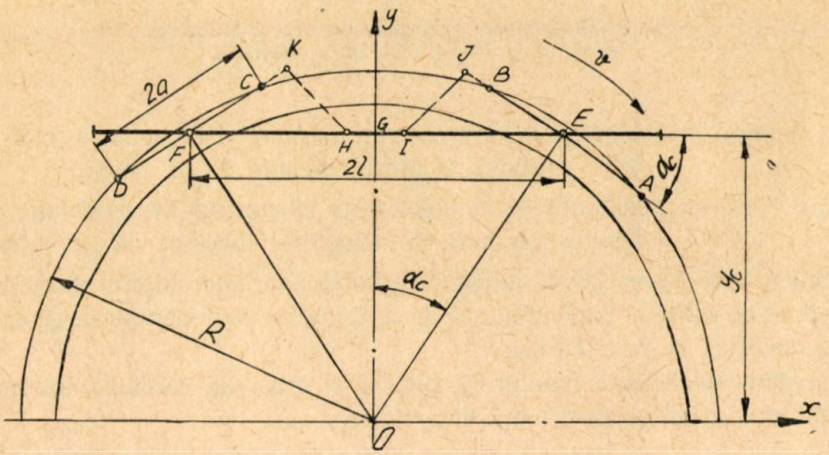


Fig. 2. Poziția în coardă.

iar unghiul γ din triunghiul dreptunghic OEP_1 (sau OFP_2) cu relația:

$$\sin \gamma = \frac{2R\sigma - \sigma^2}{4a\sqrt{l^2+y_d^2}} \tag{6}$$

Semnul minus din relația (4) se ia pentru boghiul din față, iar semnul plus pentru cel din spate.

Pentru poziția în coardă (fig. 2), unghiurile de rotire ale celor două boghiuri sînt egale între ele, iar valoarea lor se determină din relația:

$$\operatorname{tg} \alpha_c = \frac{l}{y_c} \tag{7}$$

2.3.2. *Calculul lungimii arborilor cardanici și a unghiurilor lor de deviație.*

Din relațiile (4) și (7) rezultă că unghiurile maxime de rotire apar la boghiul din spate în poziția înclinării maxime. Lungimile arborilor cardanici intermediari, corespunzătoare acestor unghiuri, se determină cu relația (fig. 3):

$$L_{max} = \sqrt{b^2+c^2-2bc\cos\alpha_{d_2}} \tag{8}$$

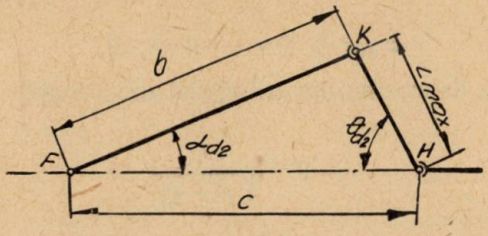


Fig. 3. Determinarea alungirii maxime a arborelui cardanic și a unghiului lui de deviație.

unde: b reprezintă distanța de la pivot pînă la punctul de articulație al arborelui cardanic la atacul de osie de pe boghiu;

c — distanța de la pivot pînă la punctul de articulație al arborelui cardanic la reductorul inversor de pe cutie.

Din relația (8) rezultă că lungimea arborelui cardanic intermediar depinde de unghiul de rotire al boghiului față de cutie, adică de dimensiunile geometrice ale locomotivei și raza curbei.

Unghiul de deviație maxim θ_{d_2} (fig. 3) al arborelui cardanic intermediar față de axa cutiei se determină din relația:

$$\operatorname{tg} \theta_{d_2} = \frac{b \sin \alpha_{d_2}}{c - b \sin \alpha_{d_2}} \tag{9}$$

3. APLICAȚIE NUMERICĂ

S-au considerat locomotivele Diesel-hidraulice LDH 125 și LDH 70, construite de Uzinele „23 August" București, cu următoarele dimensiuni :

Dimensiunea	I. LDH 125	II. LDH 70
$2l$ [mm]	7 200	5 640
$2a$ [mm]	2 500	2 500
b [mm]	1 355	1 325
c [mm]	2 985	2 325
* L_0 [mm]	1 630	1 000

* L_0 reprezintă lungimea necesară a arborelui cardanic în aliniament.

Calculul s-a efectuat pentru curbe cu raze diferite.

Din relațiile (4) și (7) s-au determinat unghiurile de rotire ale boghiurilor față de cutie pentru pozițiile în diagonală și coardă (fig. 4). Rezultă că unghiurile de rotire sînt maxime pentru poziția în diagonală și descresc cu creșterea razei. La R=60 m, valorile maxime pentru poziția în diagonală sînt :

I — pentru LDH 125 $\alpha_{d_2} = 4°15'9''$

II — pentru LDH 70 $\alpha_{d_1} = 3°30'9''$

Cu relația (8) s-au calculat lungimile maxime ale arborilor cardanici intermediari. În figura 5 s-a reprezentat variația lungimii arborilor cardanici la circulația în curbe :

$$\Delta L = L_{max} - L_0.$$

Se observă că pentru raze de curbură de pînă la 200 m aceste variații sînt foarte pronunțate.

În figura 6 s-au reprezentat unghiurile de deviație ale arborilor cardanici intermediari față de cutia locomotivei, calculate cu relația (9).

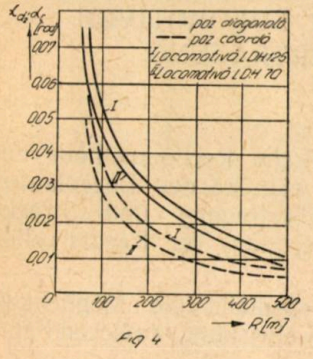


Fig. 4. Variația unghiurilor de rotire ale boghiurilor în funcție de raza curbei.

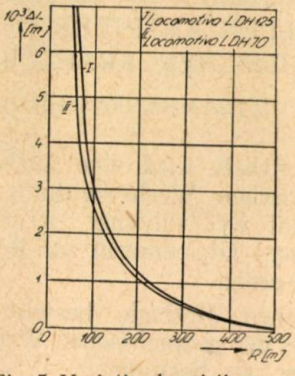


Fig. 5. Variația alungirii arborilor cardanici în funcție de raza curbei.

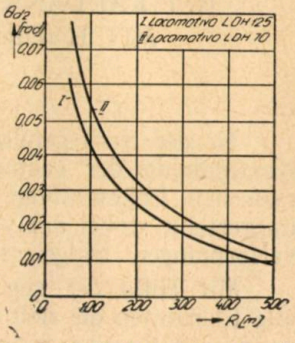


Fig. 6. Variația unghiurilor de deviație ale arborilor cardanici în funcție de raza curbei.

Pentru alegerea corespunzătoare a dimensiunilor arborilor cardanici este necesară determinarea analitică a unghiurilor de rotire ale boghiurilor față de cutie considerînd circulația prin curba de rază minimă și poziția înclinării maxime.

BIBLIOGRAFIE

1. Koch R., Untersuchungen räumlicher Gelenkwellen systeme von Drehgestell — Schienenfahrzeugen beim Bogenlauf unter besonderer Berücksichtigung der Drehversatzwinkel. Dissertation T.H. Darmstadt 1958.
2. I. I. Nicolaev, *Dinamica locomotivov.* Transjeldorizdat Moscova 1962.

ВЛИЯНИЕ ПРОХОЖДЕНИЯ ЧЕРЕЗ КРИВЫЕ УЧАСТКИ ПУТИ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПЕРЕДАЧ С КАРДАННЫМ ВАЛОМ ТЕПЛОВОЗОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

(РЕЗЮМЕ)

В работе, излагается аналитический метод расчета геометрического взаимодействия между тепловозом с гидравлической передачей и путем во время прохождения кривых и выводятся аналитические выражения для расчета деформации карданных валов.

При помощи этого метода можно определить и все элементы являющиеся следствием геометрического взаимодействия между тепловозом и рельсовым путем.

Метод применен на двух типах тепловозов с гидравлической передачей, построенных в С. Р. Румынии.

EINFLUSS DES BOGENLAUFES AN GEOMETRISCHEN ELEMENTEN BEI KARDANWELLEN ANTRIEBE DER LOKOMOTIVEN MIT HYDRAULISCHER KRAFTÜBERTRAGUNG.

(ZUSAMMENFASSUNG)

In der vorliegenden Arbeit wird eine analytische Rechenmethode zur Bestimmung der geometrischen Wechselwirkung während des Bogenlaufes, zwischen Lokomotiven mit hydraulischer Kraftübertragung und Strecke dargestellt, wobei analytische Gleichungen zur Berechnung der Kardanwellen verformungen festgelegt werden.

Mit Hilfe der gegebenen Methode besteht ebenfalls die Möglichkeit alle Elementen die sich aus der geometrischen Wechselwirkung, zwischen Fahrzeug und Strecke ergeben, zu bestimmen.

Diese Methode wurde an zwei im Lande hergestellte Typpen von Diesellokomotiven mit hydraulischer Kraftübertragung angewendet.

METODA DE STUDII ŞI CALCULUL CIRCUITELOR DE FORŢĂ A LOCOMOTIVELOR ELECTRICE CU TIRISTOARE ŞI CIRCUITE DE MERS IN GOL

DE

A. NEGREANU

În lucrare se prezintă o metodă de studiu şi calcul a circuitelor de forţă, considerînd cazul general al unor locomotive electrice cu autotransformator şi transformator de redresare, cu reglarea prin trepte de tensiuni şi variaţia unghiului de aprindere a tiristoarelor, pentru redresarea monofazată bipulsantă cu priză mediană şi în punte şi cu circuit de mers în gol. Schemele electrice mai simple, se pot studia prin particularizarea cazului tratat. Lucrarea se referă în special la studiul şi calculul variaţiei tensiunilor şi curenţilor, a valorilor medii şi efective a curenţilor prin elementele componente ale circuitului de forţă, a ondulaţiei curen- tului şi a coeficientului de putere.

1. SCHEMELE ECHIVALENTE.

Prin neglijarea curentului de magnetizare, transformatoarele se consideră ideale. Inductanţele de dispersie se consideră în serie cu cele principale. Din cauza valorilor relativ mici, rezistenţele active şi căderile de tensiune din redresoare, se neglijează.

1.1. Schemele cu priză meoiană

Schema echivalentă complexă, este reprezentată în figura 1. Considerînd circuitele şi nodurile, se obţin ecuaţiile de tensiuni şi curenţi:

$$U_m \sin x - e_3 - e_4 = \omega L_{4\sigma} \frac{di_{pa}}{dx} - \omega L_{3\sigma} \frac{di_{sa}}{dx} \tag{1}$$

$$e_3 - e_2 = \omega L_{3\sigma} \frac{di_{sa}}{dx} + \omega L_{2\sigma} \frac{di_p}{dx} \tag{2}$$

$$i_p = i_{pa} + i_{sa} \tag{3}$$

$$e_1 - E - u_{r1} = \omega L_{1\sigma} \frac{di_1}{dx} - \omega M \frac{di_2}{dx} + \omega L_s \frac{di_m}{dx} \tag{4}$$

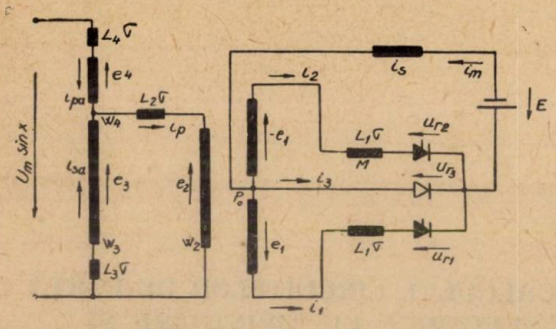


Fig. 1. Schema echivalentă complexă cu priză mediană și circuit tampon.

$$-e_1-E-u_{r2}=\omega L_{1\sigma}\frac{di_2}{dx}-\omega M\frac{di_1}{dx}+\omega L_s\frac{di_m}{dx} \tag{5}$$

$$E+u_{r3}=-\omega L_s\frac{di_m}{dx} \tag{6}$$

$$i_m=i_1+i_2+i_3 \tag{7}$$

Rapoartele de transformare sînt:

$$k_a=\frac{e_3+e_4}{e_3}=\frac{w_3+w_4}{w_3} \tag{8}$$

$$k_t=\frac{e_2}{e_1}=\frac{w_2}{w_1} \tag{9}$$

$$\frac{1}{k_a}=\frac{i_{pa}}{i_p} \tag{10}$$

$$\frac{1}{k_t}=\frac{i_p}{i_1-i_2} \tag{11}$$

Din relațiile (3) și (8 ... 11), rezultă:

$$i_p=\frac{i_1-i_2}{k_t};\quad i_{pa}=\frac{i_1-i_2}{k_ak_t};\quad i_{sa}=\frac{i_1-i_2}{k_t}\left(1-\frac{1}{k_a}\right) \tag{12}$$

$$e_1+e_4=k_ae_3;\quad e_2=k_te_1$$

Din relațiile (1), (2), (4) ... (7) și (12), se obțin ecuațiile diferențiale în curenți anodici:

$$U^\circ\sin x-E+u_{r1}=(X_s+X_o^\circ)\frac{di_1}{dx}+(X_s-X_m^\circ)\frac{di_2}{dx}+X_s\frac{di_3}{dx} \tag{13}$$

$$-U^\circ\sin x-E-u_{r2}=(X_s-X_m^\circ)\frac{di_1}{dx}+(X_s+X_o^\circ)\frac{di_2}{dx}+X_s\frac{di_3}{dx} \tag{14}$$

$$E+u_{r3}=-X_s\frac{d}{dx}(i_1+i_2+i_3) \tag{15}$$

unde

$$U^{\circ}=\frac{U_m}{k_a k_t} \tag{16}$$

$$X_{\sigma}^{\circ}=\omega\left[L_{1\sigma}+\frac{L_{2\sigma}}{k_t^2}+\frac{L_{3\sigma}}{k_t^2}\left(1-\frac{1}{k_a}\right)^2+\frac{L_{4\sigma}}{k_a^2 k_t^2}\right] \tag{17}$$

$$X_{m}^{\circ}=\omega\left[M+\frac{L_{2\sigma}}{k_t^2}+\frac{L_{3\sigma}}{k_t^2}\left(1-\frac{1}{k_a}\right)^2+\frac{L_{4\sigma}}{k_a^2 k_t^2}\right] \tag{18}$$

Prin indicele σ s-au notat inductanțele de dispersie, iar M este inductanța mutuală dintre cele două faze a secundarului transformatorului de redresare, iar u_r reprezintă tensiunile aplicate redresoarelor. Notațiile rezultă din figura 1.

Prin introducerea circuitului de mers în gol curenții i_1 și i_2 nu apar niciodată concomitent. De aceea, pentru studii și calcule se poate considera schema echivalentă simplificată din figura 2.

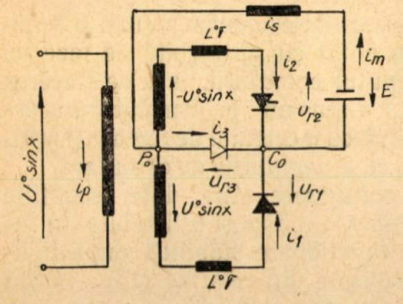


Fig. 2. Schema echivalentă simplificată cu priză mediană și circuit tampon.

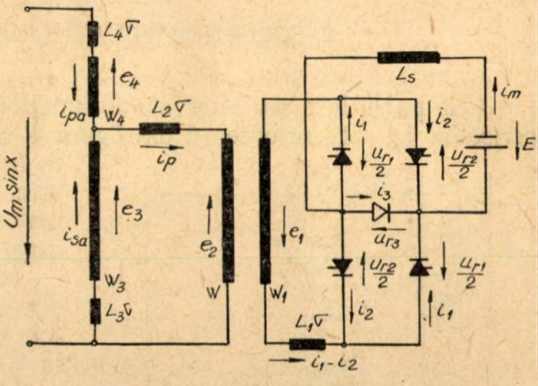


Fig. 3. Schema echivalentă complexă în puncte, cu circuit tampon.

1.2 Schemele în punte

Schema echivalentă complexă, este reprezentată în figura 3. Ecuațiile (1) ... (3) și (6) ... (12), rămîn valabile. În locul relațiilor (4) și (5) apare :

$$-e_1-E-u_{r1}=\omega L_{1\sigma}\frac{d}{dx}(i_1-i_2)+\omega L_s\frac{di_m}{dx} \tag{19}$$

$$e_1-E-u_{r2}=\omega L_{1\sigma}\frac{d}{dx}(i_2-i_1)+\omega L_s\frac{di_m}{dx} \tag{20}$$

Din relațiile (1), (2), (7), (12), (19) și (20) se obține :

$$U^*\sin x-E-u_{r1}=(X_s+X_{\sigma}^*)\frac{di_1}{dx}+(X_s-X_{\sigma}^*)\frac{di_2}{dx}+X_s\frac{di_3}{dx} \tag{21}$$

$$-U^* \sin x - E - u_{r2} = (X_s - X_\sigma^*)\frac{di_1}{dx} + (X_s + X_\sigma^*)\frac{di_2}{dx} + X_s\frac{di_3}{dx} \tag{22}$$

$$E + u_{r3} = -X_s\frac{d}{dx}(i_1 + i_2 + i_3)$$

unde: $U^* = \dfrac{U_m}{k_a k_t}$

$$X_\sigma^* = \omega\left[L_{1\sigma} + \frac{L_{2\sigma}}{k_t^2} + \frac{L_{3\sigma}}{k_t^2}\left(1 - \frac{1}{k_a^2}\right)^2 + \frac{L_{4\sigma}}{k_a^2 k_t^2}\right] \tag{24}$$

Ecuațiile rezultate sînt de aceeași formă cu ecuațiile (13) ...(15). Ținînd seama că și la aceste scheme i_1 și i_2 nu apar concomitent, rămîne valabilă schema echivalentă simplificată din figura 2. De aceea, în continuare mărimile U° și X_σ^0 și U^* și X_σ^* se înlocuiesc cu U și X_σ.

2. SOLUȚIILE ECUAȚIILOR DIFERENȚIALE

Cele patru faze sau intervale de funcționare a redresoarelor pentru o semiperioadă, $1_0 \ldots 4_0$, se observă din figura 4. S-a notat cu x_0 unghiul de fază de la începutul comutării, față de trecerea prin nul a tensiunii primarului transformatorului, cu y unghiul de reglare (aprindere) și cu α unghiurile de comutare.

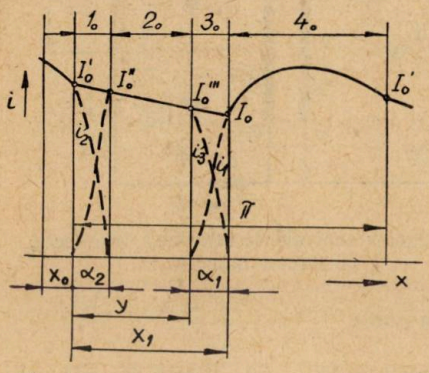


Fig. 4. Fazele de funcționare a redresoarelor.

În continuare sînt date ecuațiile diferențiale specifice și utilizabile în fazele de funcționare stabilite, după figura 4, rezultate din relațiile (13)...(15):

În intervalul $x_0 < x < x_0 + \alpha_2$ cu $u_{r2} = 0$, $u_{r3} = 0$ și $i_1 = 0$:

$$-U \sin x - E = (X_s + X_\sigma)\frac{di_2}{dx} + X_s\frac{di_3}{dx} \tag{25}$$

$$E = X_s\frac{d}{dx}(i_2 + i_3) \tag{26}$$

Din ecuațiile (25) și (26), cu condițiile inițiale $i_2 = I'_0$ la $x = x_0$, rezultă:

$$i_2 = I'_0 + \frac{U}{X_\sigma}(\cos x - \cos x_0) \tag{27}$$

iar din condițiile finale $i_2 = 0$ la $x = x_0 + \alpha_2$:

$$I'_0 = -\frac{U}{X_\sigma}[\cos(x_0 + \alpha_2) - \cos x_0] \tag{28}$$

Eliminînd pe I'_0 se obține:

$$i_2 = \frac{U}{X_\sigma}[\cos x - \cos(x_0+\alpha_2)] \tag{29}$$

Pentru curentul din motor $i_m = i_2 + i_3$, din ecuația (26), cu condițiile inițiale $i_m = I'_0$ la $x = x_0$, rezultă:

$$i_m = -\frac{E}{X_s}(x-x_0)+I'_0 \tag{30}$$

iar la sfîrșitul intervalului $i_m = I''_0$ la $x = x_0+\alpha_2$ și se obține:

$$I''_0 = -\frac{E\alpha_2}{X_s}+I'_0 \tag{31}$$

Curentul prin circuitul de mers în gol este:

$$i_3 = i_m - i_2 = -\frac{E}{X_s}(x-x_0)+\frac{U}{X_\sigma}(\cos x - \cos x_0) \tag{32}$$

Curentul prin primarul transformatorului:

$$i_p = -i_2 \tag{33}$$

În intervalul $x_0+\alpha_2 < x < x_0+y$, cu $u_{r2}=0$, $i_2=0$ și $i_1=0$, este valabilă ecuația diferențială (20):

$$\frac{di_3}{dx} = -\frac{E}{X_s} \tag{34}$$

Din condițiile inițiale $i_3 = I''_0$ la $x = x_0+\alpha_2$, și ținînd seama de expresia (31), rezultă:

$$i_3 = -\frac{E}{X_s}(x-x_0)+I'_0 \tag{35}$$

iar la sfîrșitul intervalului $i_3 = I_0$ la $x = x_0+y$:

$$I'''_0 = -\frac{Ey}{X_s}+I'_0 \tag{36}$$

Curentul prin motor este:

$$i_m = i_3 \tag{37}$$

În intervalul $x_0+y < x < x_0+x_1 = x_0+y+\alpha_1$, cu $u_{r1}=0$, $u_{r3}=0$ și i_1 $i_2=0$ sînt valabile ecuațiile (13) și (15):

$$U\sin x - E = (X_s+X_\sigma)\frac{di_1}{dx}+X_s\frac{di_3}{dx} \tag{38}$$

$$E = -X_s\frac{d}{dx}(i_1+i_3) \tag{39}$$

Cu condițiile inițiale $i_1=0$ la $x=x_0+y$ se obține:

$$i_1=-\frac{U}{X_\sigma}[\cos x-\cos(x_0+y)] \tag{40}$$

iar la sfîrșitul intervalului, cu $i_1=I_0$ la $x=x_0+x_1$, rezultă:

$$I_0=-\frac{U}{X_\sigma}[\cos(x_0+x_1)-\cos(x_0+y)] \tag{41}$$

Pentru curentul din motor $i_m=i_1+i_2$, din ecuația (39), cu condițiile inițiale $i_m=I_0'''$ la $x=x_0+y$, și ținînd seama de relația (36), se obține:

$$i_m=-\frac{E}{X_s}(x-x_0)+I_0' \tag{42}$$

Curentul prin redresorul de mers în gol $i_3=i_n-i_1$ are expresia:

$$i_3=I_0'-\frac{E}{X_s}(x-x_0)+\frac{U}{X_\sigma}[\cos x-\cos(x_0+y)] \tag{43}$$

Curentul prin primarul transformatorului:

$$i_p=i_1 \tag{44}$$

În intervalul $x_0+x_1<x<x_0+\pi$ cu $u_{r1}=0$, $i_3=0$ și $i_2=0$, este valabilă ecuația (13):

$$U\sin x-E=(X_s+X_\sigma)\frac{di_1}{dx} \tag{45}$$

Cu condițiile inițiale $i_1=I_0$ la $x=x_0+x_1$ rezultă:

$$i_1=I_0-\frac{1}{X_s+X_\sigma}[U[\cos x-\cos(x_0+x_1)]+E[x-(x_0+x_1)]] \tag{46}$$

La sfîrșitul intervalului $i_1=I_0'$ la $x=x_0+\pi$ și se obține:

$$I_0'=I_0+\frac{1}{X_s+X_\sigma}[U[\cos x_0+\cos(x_0+x_1)]-E(\pi-x_1)] \tag{47}$$

Curenții prin motor și primarul transformatorului:

$$i_m=i_p=i_1 \tag{48}$$

3. EXPRESIILE CURENȚILOR ÎN VALORI RELATIVE

Ca valoare de referință se ia curentul minim I_0, ceea ce duce la expresii mai simple.

Se introduc notațiile:

$$A_0=-\frac{E}{I_0X_s};\quad B_0=-\frac{U}{I_0X_\sigma};\quad C_0=\frac{I_0'}{I_0} \tag{49}$$

Corespunzător expresiilor determinate pe intervale, rezultă expresiile în valori relative:

În intervalul $x_0<x<x_0+\alpha_2$:

$$\frac{i_2}{I_0}=-\frac{i_0}{I_0}=-B_0[\cos x-\cos(x_0+\alpha_2)] \tag{50}$$

$$\frac{i_m}{I_0}=A_0(x-x_0)+C_0 \tag{51}$$

$$\frac{i_3}{I_0}=A_0(x-x_0)+B(\cos x-\cos x_0) \tag{52}$$

În intervalul $x_0+\alpha_2<x<x_0+y$:

$$\frac{i_3}{I_0}=\frac{i_m}{I_0}=A_0(x-x_0)+C_0 \tag{53}$$

În intervalul $x_0+y<x<x_0+x_1$:

$$\frac{i_1}{I_0}=\frac{i_0}{I_0}=B_0[\cos x-\cos(x_0+y)] \tag{54}$$

$$\frac{i_m}{I_0}=A_0(x-x_0)+C_0 \tag{55}$$

$$\frac{i_3}{I_0}=A_0(x-x_0)+B_0[\cos x-\cos(x_0+y)]+C_0 \tag{56}$$

În intervalul $x_0+x_1<x<x_0+\pi$:

$$\frac{i_1}{I_0}=\frac{i_m}{I_0}=\frac{i_p}{I_0}=1+\frac{1}{X_s+X_\sigma}[X_\sigma B_0[\cos x-\cos(x_0+x_1)]+A_0X_s[x-(x_0+x_1)]] \tag{57}$$

Din relațiile (51), (53) și (55) rezultă că variația curentului motorului în intervalul $x_0<x<x_0+x_1$ este liniară și se poate reprezenta prin relația:

$$\frac{i_m}{I_0}=A_0(x-x_0)+C_0 \tag{58}$$

4. UNGHIUL NATURAL DE APRINDERE ȘI UNGHIUL DE COMUTARE

La începutul comutării de la redresorul 2 la 3, $i_3=0$ la $x=x_0$, și se poate considera $di_3/dx=0$. Din ecuațiile (25) și (26) se obține:

$$\frac{U\sin x_0+E}{E}=\frac{X_s+X_\sigma}{X_s} \tag{59}$$

sau

$$\sin x_0 = \frac{E}{U}\frac{L_\sigma}{L_s} = \frac{E}{U}\frac{1}{k_l} \tag{60}$$

unde $k_l = L_s/L_\sigma$ este gradul de netezire.

Din relaţia (60) se calculează x_0 pentru parametrii E/U şi k_l.

Din relaţiile (28), (49) şi (60) rezultă:

$$\frac{A_0}{B_0} = \sin x_0 \text{ şi } C_0 = \frac{I'_0}{I_0} = \frac{A_0}{\sin x_0} = [\cos(x_0+\alpha_2) - \cos x_0] \tag{61}$$

Expresia de calcul a unghiului de comutare α_1 rezultă din relaţiile (41) şi (60):

$$\alpha_1 = \text{arc cos}\left[\frac{1}{B_0} + \cos(x_0+y)\right] - (y+x_0) \tag{62}$$

Expresia de calcul a unghiului de comutare α_2 rezultă din relaţiile (28), (47), (49) şi (60):

$$\cos(x_0+\alpha_2) = \frac{1}{B_0} - \frac{1}{1+k_l}[\cos x_0 + \cos(x_0+x_1) - k_l(\pi - x_1)\sin x_0] + \cos x_0 \tag{63}$$

5. VALOAREA MEDIE A CURENTULUI MOTORULUI

Ţinînd seama de expresiile (49) şi (60), din relaţia (57) rezultă expresia curentului prin motor:

$$\frac{i_m}{I_0} = 1 + \frac{B_0}{1+k_l}[\cos x - \cos(x_0+x_1) + k_l[x - (x_0+x_1)]\sin x_0] \tag{64}$$

valabilă pentru intervalul $x_0+x_1 < x < x_0+\pi$.

Expresia valorii medii a curentului se obţine integrînd expresiile (58) şi (64) în intervalele lor de valabilitate, raportat la semiperioadă, şi rezultă:

$$\frac{I_{m0}}{I_0} = \frac{1}{\pi}\left[\frac{A_0 x_1}{2} + C_0 x_1 + (\pi - x_1)\left[1 - \frac{B_0}{1+k}\cos(x_0+x_1)\right]\right] +$$

$$+ \frac{B_0}{1+k_l}\left[\left(k_l\frac{(\pi+x_1)^2}{2} - 1\right)\sin x_0 - \sin(x_0+x_1)\right] \tag{65}$$

6. ONDULAŢIA CURENTULUI DIN MOTOR.

Expresia ondufaţiei curentului fiind;

$$s_i = \frac{i_{m\,max} - i_{m\,min}}{i_{m\,max} + i_{m\,min}} \tag{66}$$

trebuie să determinăm valoarea lui $i_{m\,max}$ din relația (82) pentru $x = x_{1\,max}$. Din relația (45), pentru $di_1/dx=0$ se obține:

$$x_{max}=\pi-\arcsin\frac{E}{U} \tag{67}$$

Valoarea minimă a curentului fiind I_0, rezultă:

$$s_l=\frac{i_{m\,max}/I_0-1}{i_{m\,max}/I_0+1} \tag{68}$$

7. ARMONICILE SUPERIOARE ALE CURENTULUI MOTORULUI

Seria Fourier este de forma:

$$\frac{i_m}{I_0}=a_0+a_{02}\sin(2z+\varphi_2)+a_{04}\sin(4z+\varphi_4)+\dots \tag{69}$$

unde

$$\frac{I_{m\,n}}{I_0}=a_{0n}=\sqrt{a_n^2+b_n^2};\quad \operatorname{tg}(\varphi_n+nx_0)=\frac{a_n}{b_n} \tag{70}$$

$$a_n=a_{0n}\sin(\varphi_n+nx_0);\quad b_n=a_{0n}\cos(\varphi_n+nx_0)$$

Constantele se determină din relațiile:

$$a_0=\frac{1}{\pi}\int_0^{\pi}\frac{i_m}{I_0}(z)dz \quad n=2,\ 4,\ 6,\ 8,\dots$$

$$a_n=\frac{2}{\pi}\int_0^{\pi}\frac{i_m}{I_0}(z)\cos xz\,dz;\quad b_n=\frac{2}{\pi}\int_0^{\pi}\frac{i_m}{I_0}(z)\sin xz\,dz \tag{71}$$

unde $\frac{i_n}{I_0}(z)$ este dat de relația (64) în care se introduce, pentru simplificare, $z=x-x_0$.

Termenii constanți au expresii lungi și de aceea nu sînt dați în lucrare. Pentru curentul prin redresoare, seria Fourier este de aceeași formă.

8. ARMONICILE CURENTULUI PRIMAR

Seria Fourier este de forma:

$$\frac{i_p}{I_0}=a_{01}\sin(z+\varphi_1)+a_{03}\sin(3z+\varphi_3)+a_{04}(5z+\varphi_5)+\dots \tag{72}$$

Calculul termenilor se face ca la punctul 7.

9. VALOAREA EFECTIVĂ A CURENȚILOR ȘI COEFICIENTULUI DE PUTERE

Din armonici se determină valoarea efectivă a curenților prin motor, primarul transformatorului și redresoare:

$$\frac{I_{me}}{I_{m0}} = \sqrt{1+\frac{1}{2}\left(\frac{I_{m2}}{I_{m0}}\right)^2+\frac{1}{2}\left(\frac{I_{m4}}{I_{m0}}\right)^2+\dots}$$

$$\frac{I_{pe}}{I_{m0}} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{I_{p1}}{I_{m0}}\right)^2+\frac{1}{2}\left(\frac{I_{p3}}{I_{m0}}\right)^2+\frac{1}{2}\left(\frac{I_{p5}}{I_{m0}}\right)^2+\dots} \tag{73}$$

$$\frac{I_{1e}}{I_{m0}} = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{I_{10}}{I_{m0}}\right)^2+\frac{1}{2}\left(\frac{I_{12}}{I_{m0}}\right)^2+\dots}$$

unde $I_{mi}/\sqrt{2}I_{m0}$; $I_{pi}/\sqrt{2}I_{m0}$; $I_{1i}/\sqrt{2}I_{m0}$ sînt valorile efective ale curenților armonicilor în valori relative.

Coeficientul de putere se calculează din expresia:

$$K = \frac{I_{p1e}\cos\varphi_{p1}/I_{m0}}{I_{pe}/I_{m0}}. \tag{74}$$

10. TENSIUNILE LA BOBINA DE NETEZIRE ȘI LA REDRESOARE

Tensiunea instantanee la selful de netezire rezultă din relația:

$$-u_s = -L_s\frac{di_m}{dt} \tag{75}$$

În intervalul $x_0<x<x_0+x_1$, după relațiile (58) și (60), în valori relative, se obține:

$$\frac{u_s}{U} = -k_l\sin x_0 \tag{76}$$

În intervalul $x_0+x_1<x<x_0+\pi$, din relațiile (45), (48) și (75), rezultă:

$$\frac{u_s}{U} = \frac{k_l}{1+k_l}(\sin x - k_l\sin x_0).$$

Tensiunile instantanee inverse față de nulul transformatorului, la redresoarele care nu conduc sînt: $u_r = u_c + E$. Pentru intervalul $x_0<x<x_0+x_1$:

$$\frac{u_r}{U} = 2k_l\sin x_0$$

iar pentru intervalul $x_0+x_1<x<x_0+\pi$:

$$\frac{u_r}{U} = \frac{k_l}{1+k_l}(\sin x + k_l\sin x_0).$$

11. DOMENIUL CURENTULUI INTERMITENT

În cazul cînd valoarea curentului minim prim motor este negativă, în realitate ajunge numai la zero din cauza diodelor, înseamnă că se întrerupe curentul prin motor. Funcționarea se numește cu curent întrerupt, figura 5.

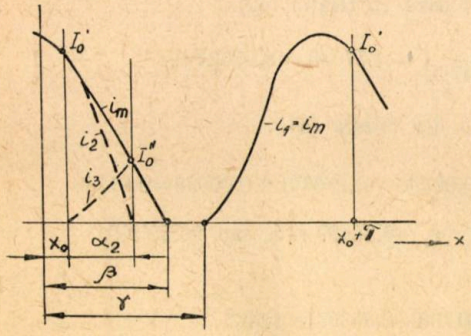


Fig. 5. Forma de variație a curentului știrbit.

Relațiile stabilite nu mai sînt valabile din cauza lui $I_0=0$. Pentru determinarea domeniului curentului intermitent, în relația (64) se introduce $i_m=0$ și $x=x_{min}=$ $=\text{arc sin}\frac{E}{U}$:

$$0=1+\frac{B_0}{1+k_l}[\cos x_{min}-\cos(x_0+x_1)+k_l \sin x_0 [x_{min}-(x_0+x_1)]]$$

Redresorul se reaprinde cînd tensiunea anodică devine pozitivă.

Studiul domeniului precursor este destul de dificil. Relațiile apar numai în valori reale. Un extras scurt, nu ar lămuri problema.

12. CALCULUL VARIAȚIEI CURENTULUI, PRIN MOTOARELE DE TRACȚIUNE

Pentru exemplificarea modului de aplicare a metodei prezentate, se dă în continuare, mersul calculului valorilor relative instantanee ale curentului prin motoarele de tracțiune, într-o semiperioadă. Mai comod, se lucrează cu parametri E/U; $k_l=L_s/L$; y și A_0. Relațiile (61), dau legăturile dintre parametri. În situația considerată:

$$\frac{E}{U}\approx\frac{E}{1{,}5\sqrt{2}\cdot 1{,}05E}=0{,}45\,;\quad k_l=10,$$

iar după relația (45), considerînd $I_0=1\,000$, $L_s=3$ mH și $E=750$:

$$A_0=-\frac{E}{I_0 X_s}\approx -0{,}80.$$

Se alege $x_0+y=\pi/2=1{,}57080$ rad.

Cu relația (60), se obține:

$$\sin x_0 = 0{,}045 \text{ de unde } x_0 = 0{,}004509 \text{ sau } 2°35'.$$

După relația (61):

$$B_0 = \frac{A_0}{\sin x_0} = -17{,}8$$

Unghiul de comutație α_1, se calculează cu relația (62):

$$\alpha_1 = \arccos\left(-\frac{1}{17{,}8}\right) - 1{,}57080 = 0{,}05624 \text{ rad.}$$

sau 3°13'20''.

Unghiul de comutație α_2, rezultă din relația (63):

$$\cos(x_0+\alpha_2) = -\frac{1}{17{,}8} - \frac{1}{11}(0{,}99898 - 0{,}27039) + 0{,}99898 = 0{,}91738$$

$$(x_0+\alpha_2)^0 = 23°\ 27'\ 20''; \quad \alpha_2 = 0{,}36429 \text{ rad. sau } 20°52'20''.$$

Cu relația (61) se obține:

$$C_0 = -17{,}8(0{,}91738 - 0{,}99898) = 1{,}452.$$

În intervalul $x_0 < x < x_0 + x_1$, variația curentului este liniară. Cu relația (58) se obține valoarea curentului în valori relative. La $x = x_0$:

$$\frac{i_{m1}}{I_0} = 1{,}452$$

În intervalul $x_0\alpha + {}_1 < x < x_0 + \pi$, este valabilă relația (57). La $x = x_0 + x_1$, se obține:

$$\frac{i_{m0}}{I_0} = 1{,}00$$

La $x = x_0 + \pi$:

$$\frac{i_{m1}}{I_0} = 1 - \frac{17{,}8}{11}(-0{,}99898 + 0{,}03839 + 0{,}682) = 1{,}451.$$

Valoarea lui x, la care i_m are valoarea maximă, rezultă din condiția $\frac{d}{dx}(i_m / I_0) = 0$, aplicată relației (57):

$$\sin x_{max} = \frac{E}{U} = 0{,}45; \quad x_{max} = 2{,}670354 \text{ rad. sau } 153°.$$

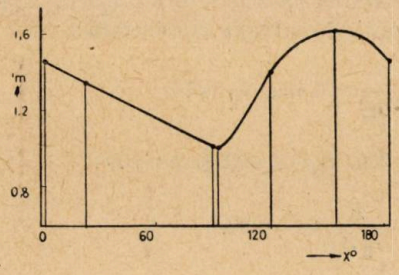


Fig. 6. Variația curentului prin motor, la $E/U = 0{,}45$; $k_I = 10$ și $A_0 = -0{,}8$.

Cu această valoare introdusă în relația (57), se obține:

$$\frac{i_{m\,max}}{I_0} = 1{,}615.$$

La $x = 2{,}09440$ rad. sau 120°, se obține:

$$\frac{i_m}{I_0} = 1{,}405$$

Cu valorile obținute, în condițiile considerate, rezultă curbele de variație a curentului prin motoare, reprezentate în figura 6.

CONCLUZII

Pornind de la patru parametri: E/U, k_l, y și A_0 sau B_0, cu relațiile stabilite și cu metoda prezentată, se pot studia condițiile de funcționare ale echipamentului electric al locomotivelor electrice cu redresoare comandabile și circuite de mers în gol. Prin gradul de netezire k_l se stabilește valoarea optimă a inductanței și a dimensiunilor bobinei de netezire.

Cu relațiile din lucrare se pot stabili, în continuare, diagrame de studiu a locomotivelor cu tiristoare și circuite de mers în gol.

BIBLIOGRAFIE

W. Holfert, W. Wendt, Strom- und Spanunngverhältnisse von Zweiphasen—Gleich richterschaltungen bei endlicher Glättung und bei Belastung auf Gegen spannung unter Beachtung der Anwendung für Gleichrichter lokomotiven Electric H6/1960, p. 195..., 205.

МЕТОД ИЗУЧЕНИЯ И РАСЧЕТА СИЛОВЫХ ЦЕПЕЙ ЭЛЕКТРОВОЗА С ТИРИСТОРАМИ И БУФЕРНОЙ ЦЕПЬЮ

(РЕЗЮМЕ)

Рассматривая общий случай электровозов с автотрансформатором и выпрямительным трансформатором, со ступенчатой регулировкой напряжения и изменением угла зажигания, с выпрямлением мостовой схемой и схемой с нулевым выводом и с буферной цепью, выводятся расчетные выражения изменения напряжений и токов, их средних и эффективных значений через составные элементы силовых цепей и расчетные выражения пульсации тока и коэффициента мощности.

Используя четыре параметра: отношение э. д. с. к напряжению на зажимах трансформатора, отношение индуктивности сглаживающего

реактора к индуктивности рассеяния трансформаторов, угол зажигания и параметр нагрузки, можно легко изучить оптимальные условия работы электровозов.

STUDIUM UND BEREKHNUNG VON KRAFTSCHALTUNGEN FÜR ELECTRISCHE LOKOMOTIVEN MIT TYRISTOREN UND LEERLAUFDIODEN

(ZUSAMMENFASSUNG)

Es werden für den allgemeinen Fall der elektrischen Lokomotiven, mit Auto- und Gleichrichtertransformator, mit Spannungs- und Zündwinkelregelung, mit Brücke und Mittelpunkt und Leerlaufdioden, die Rechenbeziehungen, für den Verlauf von Strom und Spannung, sowohl für die Mittel- als auch für Effektivwerte, ermittelt.

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgte mit Hilfe von dimensionslosen Parametern, wodurch eine Verallgemeinung erzielt wurde.

128

1973 MAR 2 8

Buletinul ştiinţific şi tehnic al Institutului Politehnic Timişoara Seria Mecanică	Tom. 15(29)	Fasc. 2	pag. 157—312	Timişoara	Iulie-Decembrie 1970

I.P.B.T. 1514

Lei 15.—